



José Miguel Fonseca Santos

Licenciado em Ciências da Engenharia Mecânica

Dimensionamento Mecânico de um Equipamento de Aproveitamento de Energia das Ondas pelo Sistema YOYOGEN

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica

Orientador: Jorge Joaquim Pamies Teixeira, Professor Doutor, FCT-UNL

Júri:

Presidente: Prof. Doutora Rosa Maria Mendes Miranda

Arguentes: Prof. Doutor António Gabriel Marques Duarte dos Santos
Prof. Doutor Luís Miguel Chagas Costa Gil

Vogais: Prof. Doutor Jorge Joaquim Pamies Teixeira



FACULDADE DE
CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE NOVA DE LISBOA

Janeiro, 2016

Dimensionamento mecânico de um equipamento de aproveitamento de energia das ondas pelo sistema YOYOGEN

Copyright © José Miguel Fonseca Santos

Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade Nova de Lisboa.

A Faculdade de Ciências e Tecnologia e a Universidade Nova de Lisboa têm o direito, perpétuo e sem limites geográficos, de arquivar e publicar esta dissertação através de exemplares impressos reproduzidos em papel ou de forma digital, ou por qualquer outro meio conhecido ou que venha a ser inventado, e de a divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição com objetivos educacionais ou de investigação, não comerciais, desde que seja dado crédito ao autor e editor.

Agradecimentos

A realização deste trabalho não teria sido possível sem o contributo de várias pessoas, assim quero agradecer:

Ao meu orientador, Professor Jorge Pamies Teixeira, por todo o apoio dado na execução deste trabalho, em especial a disponibilidade demonstrada nos esclarecimentos de dúvidas.

À Beatriz por todo o carinho e apoio que sempre demonstrou e pela paciência e força que me dá nos momentos mais difíceis.

Aos meus pais por todos os sacrifícios que fizeram ao longo da vida e que me permitiram chegar aqui, pelo constante incentivo para a conclusão do curso e toda a ajuda que me deram tanto na conclusão deste trabalho como na vida em geral.

Ao meu tio Fernando por estar presente nos momentos mais difíceis e pelos conselhos e motivação transmitidos.

A todos os meus amigos, em particular os que me acompanharam neste percurso académico, Pedro Moreira, João Ferreira e Pedro Lopes.

À Isabel Caeiro pela diferença que fez na minha vida.

A todas as outras pessoas que, não constando desta lista, me apoiaram e motivaram para a conclusão deste trabalho.

RESUMO

Nos últimos anos tem havido um grande investimento nas energias renováveis tendo como principal objetivo a redução das emissões de dióxido de carbono. Em vários ramos das renováveis a tecnologia já atingiu um estado de maturidade, como no caso da energia hídrica, eólica e solar. No entanto o mesmo não se passa com a energia das ondas onde ainda não se encontrou uma solução viável, que juntamente com o elevado potencial para a produção de energia elétrica abre o caminho para o estudo de abordagens alternativas a esta fonte de energia.

O principal objetivo deste trabalho foi o dimensionamento do sistema mecânico do equipamento de aproveitamento de energia das ondas YOYOGEN, composto por um veio e vários geradores e engrenagens planetárias.

Foi utilizado o software SolidWorks® para modelar em 3D todos os componentes do sistema mecânico. Nos cálculos para dimensionamento das engrenagens foram utilizadas as normas Britânicas e para os cálculos dos outros componentes as fórmulas da resistência dos materiais.

Os resultados obtidos mostram que embora do ponto de vista dinâmico o sistema funcione, os requisitos de projeto para que o sistema funcione submerso durante 20 anos sem manutenção resultaram numa solução com engrenagens de dimensões e peso consideráveis. Estes resultados poderão por em causa a viabilidade do projeto visto que o sistema mecânico tem de se mover dentro de água com uma largura de aproximadamente 4 metros e uma massa a rondar as 3 toneladas.

Palavras-chave: Energia Renovável, Energia das Ondas, Engrenagens Planetárias, YOYOGEN

ABSTRACT

In recent years there's been a large investment in renewable energy with the main objective to reduce carbon dioxide emissions. In various branches of renewable energy technology has reached a state of maturity, as in the case of hydro, wind and solar energy. However the same cannot be said about wave energy which has not yet found a viable solution, which together with the high potential for electricity production paves the way for the study of alternative approaches to this energy source.

The main objective of this work was the design of the mechanical system of the wave production equipment named YOYOGEN, consisting of a shaft and several generators and planetary gears.

For 3D modeling of all components of the mechanical system the SolidWorks® software was used. To design the gears the British Standards were used, for the other components the principles of mechanics of materials were used.

The results from this work show that although from a dynamic point of view the system works, the design requirements for the system to operate submerged for 20 years without maintenance resulted in a solution with elevated gear dimensions and weight. These results may jeopardize the viability of the project because the mechanical system has to move around under water with a width of approximately 4 meters and a mass of around the 3 metric tons.

Keywords: Renewable Energy, Wave Energy, Planetary Gear, YOYOGEN

ÍNDICE DE MATÉRIAS

AGRADECIMENTOS.....	V
RESUMO	VII
ABSTRACT	IX
ÍNDICE DE MATÉRIAS.....	XI
ÍNDICE DE FIGURAS	XV
ÍNDICE DE TABELAS.....	XVII
1 – INTRODUÇÃO.....	1
1.1 – Motivação.....	1
1.2 – Objetivo	2
1.3 – Estrutura da dissertação.....	2
2 – ESTADO DA ARTE.....	5
2.1 – Introdução	5
2.2 – Energia da água	5
2.3 – Energia das marés	7
2.4 – Hídrica (barragens).....	8
2.5 – Energia das Ondas	9
2.5.1 – Galgamento.....	12
2.5.2 – Colunas de água oscilante.....	13
2.5.3 – Sistema “salter’s duck”	14
2.5.4 Sistema flutuante “Pelamis”	15
2.5.5 Absorvedor pontual.	16
2.6 Síntese do Capítulo.....	16
3 – SISTEMA “YOYOGEN”	19
3.1 – Introdução	19
3.2 – Descrição Geral.....	19
3.2.1 – Flutuador.....	20
3.2.2 – Tambor de enrolamento do cabo	21
3.2.3 – Unidade geradora	21
3.2.4 – Gerador	25
3.2.5 – Conjunto de engrenagens “sistema planetário”	27
3.2.6 Inversor	27

3.2.7 Outros componentes	29
3.3 Síntese do Capítulo	30
4 – REQUISITOS E DIMENSIONAMENTO DOS PRINCIPAIS COMPONENTES	31
4.1 Introdução	31
4.2 – Especificações do projeto	32
4.3 – Escolha dos materiais para os vários componentes	32
4.3.1 – Engrenagens	32
4.3.2 – Veios e pontas de eixo	33
4.3.3 – Tampas e outras peças de grande dimensão	33
4.3.4 – Outros componentes, chavetas, espaçadores e cavilhas	33
4.3.5 – Componentes do gerador	33
4.4 – Cálculo do número de dentes de cada conjunto de engrenagens	33
4.5 – Análise de ocorrência de interferência nas engrenagens.	35
4.5.1 – Interferência em engrenamentos exteriores.	36
4.5.2 – Interferência em engrenamentos interiores	36
4.6 – Verificação da necessidade de utilização de dentes helicoidais.	37
4.7 – Cálculo da Tensão de tração do dente da engrenagem utilizando as normas inglesas.	38
4.7.1 – Fator de rotura Y	38
4.7.2 – Fator combinado de velocidade e utilização X_{vu}	39
4.7.3 – Fator de duração à Resistência T_T	41
4.7.4 – Potência mecânica (N)	43
4.7.5 – Tensão de tração na raiz do dente	43
4.8 – Cálculo das engrenagens à pressão específica segundo as normas inglesas.	44
4.8.1 – Fator de superfície Z	45
4.8.2 – Fator combinado de velocidade e utilização X_{vu}	46
4.8.3 - Coeficiente de Duração ao Desgaste T_s	47
4.8.4 – Pressão admissível	48
4.8.5 – Força normal máxima	49
4.8.6 – Potência máxima transmissível	50
4.9 – Cálculo de torção nos veios/peças sujeitas a torção pura.	51
4.10 – Cálculo da flecha do veio central	52
4.11 – Cálculos das chavetas	53

4.12 – Cálculos dos rolamentos	55
4.13 – Escolha das rodas livres.....	60
4.14 – Refrigeração e lubrificação dos sistemas mecânicos.	61
5 – DESENHOS 3D DE CONJUNTO	63
6 – CONCLUSÕES E DESENVOLVIMENTOS FUTUROS	67
6.1 – Introdução	67
6.2 – Conclusões.....	67
6.3 – Sugestões para desenvolvimentos futuros	68
7 – REFERÊNCIAS BIBLIOGRAFICAS	69
ANEXOS.....	71
Anexo 1 - Características do aço de cementação 18CrNiMo7-6.....	72
Anexo 2 - Características do aço de construção ao carbono	73
Anexo 3 – Características do alumínio 2024-T4.....	74
Anexo 4 -Tabelas auxiliares de cálculo para a vida nominal dos rolamentos.....	75
Anexo 5 –Tabelas para cálculos das ligações enchavetadas.....	78
Anexo 6 – Desenhos técnicos	80

Índice de Figuras

Figura 2.1 - Imagem e esquema de um moinho de água tradicional.....	6
Figura 2.2 – Modelo de aproveitamento da energia das marés [1].	8
Figura 2.3 – Potencial da energia das ondas a nível global [2].	11
Figura 2.4 – Potencial da energia das ondas na Europa [3].	11
Figura 2.5 – Esquema do funcionamento do sistema tapchan [4].	12
Figura 2.6 – Turbina de ar numa instalação na zona de rebentação [6].	13
Figura 2.7 – Sistema “salter duck” para aproveitamento da energia das ondas [7].	14
Figura 2.8 – Esquema de funcionamento do sistema pelamis [8].	15
Figura 2.9 - Exemplo de um sistema absorvedor pontual [9].	16
Figura 3.1 – Visão geral do equipamento de aproveitamento de energia das ondas.	20
Figura 3.2 – Conjunto tambor com cabo enrolado.	21
Figura 3.3 – Vista Interior da Unidade Geradora.	22
Figura 3.4 – Componentes do Sistema Mecânico.	23
Figura 3.5 – Entrada de movimento no sentido horário para o gerador 1.	23
Figura 3.6 – Entrada de movimento no sentido anti-horário para o gerador 2.	24
Figura 3.7 – Visão geral da unidade geradora.	26
Figura 3.8 – Sentido de rotação dos componentes: a) Induzido; b) Indutor.	26
Figura 3.9 – Engrenagem planetária com porta planetas visível.	27
Figura 3.10 – Vista exterior do inversor de movimento.	28
Figura 3.11 – Cadeia cinemática do planetário.	28
Figura 3.12 – Cadeia cinemática do inversor de movimento.	29
Figura 4.1 – Exemplo de engrenamento com interferência (a encarnado) [11].	35
Figura 4.2 – Cálculo do fator de correção de perfil Y_2 para engrenagens interiores [11].	37
Figura 4.3 – Diagrama para cálculo do facto de rotura y para ângulo de pressão 20°	38
Figura 4.4 – Fator combinado X_{vu} (Resistência à rotura).	40
Figura 4.5 – Engrenagem sol atuada por 4 planetas simultaneamente.	41
Figura 4.6 – Engrenagem planeta atuada em dois dentes simultaneamente.	42
Figura 4.7 – Cálculo da equação da reta de T_t por regressão linear.	42
Figura 4.8 – Fator de superfície Z	45
Figura 4.9 – Fator combinado X_{vu} (Resistência ao desgaste).	46
Figura 4.10 – Cálculo da equação de T_s por regressão linear.	48
Figura 4.11 - Diagrama de corpo livre do veio.	52
Figura 4.12 - Localização das chavetas no lado do movimento anti-horário.	54
Figura 4.13 - Localização das chavetas no lado do movimento horário.	54

Figura 4.14 – Localização dos rolamentos no lado do movimento anti-horário.....	55
Figura 4.15 – Localização dos rolamentos no lado do movimento horário.....	55
Figura 4.16 – Diagramas para se calcular as viscosidades necessárias na temperatura operacional: a) v_1 ; b) v [14].....	56
Figura 4.17 – Cálculo do valor do coeficiente η_c [14].....	57
Figura 4.18 – Diagrama para se calcular o valor do coeficiente a_{skf} [14].....	58
Figura 4.19 – Diagrama para encontrar o parâmetro a_1 [14].....	59
Figura 4.20 – Percurso do óleo dentro do sistema.	62
Figura 5.1– Vista de conjunto em corte no plano central.	63
Figura 5.2 – Vista de conjunto exterior.....	64
Figura 5.3 – Vista de perspectiva do lado do gerador 1.....	64
Figura 5.4– Vista perspectiva do lado do gerador 2.....	65
Figura 5.5 – Vista com cortes do sistema do lado do gerador 2.....	65
Figura 5.6 – Vista do interior da caixa da engrenagem planetária (sistema 2).	66
Figura 5.7 – Vista do interior da caixa da engrenagem planetária (sistema 1).	66

Índice de Tabelas

Tabela 4.1 – Número de dentes de cada roda calculado por iteração.	35
Tabela 4.2 – Resultados do cálculo do número mínimo de dentes.	36
Tabela 4.3 – Velocidade periférica das engrenagens.	38
Tabela 4.4 – Resultados do cálculo do fator de rotura y	39
Tabela 4.5 – Resultados dos cálculos de X_{vu}	40
Tabela 4.6 – Valores do fator de duração à resistência.	41
Tabela 4.7 – Resultados dos cálculos de T_T	43
Tabela 4.8 – Propriedades do aço 18CrNiMo7-6.	43
Tabela 4.9 – Cálculo da relação b/M	44
Tabela 4.10 – Resultados dos cálculos de σ	44
Tabela 4.11 – Resultados do cálculo do fator de superfície Z	46
Tabela 4.12 – Resultados dos cálculos de X_{vu}	47
Tabela 4.13 – Valores do coeficiente de duração ao desgaste.	47
Tabela 4.14 – Resultados dos cálculos de T_s	48
Tabela 4.15 – Resultados dos cálculos de W e P_{adm}	49
Tabela 4.16 – Resultados dos cálculos de F_t , F_n e $F_{n_{max}}$	50
Tabela 4.17 – Resultados para os cálculos de N_{max}	50
Tabela 4.18 - Propriedades do aço AISI 1045.	51
Tabela 4.19 – Resultados do dimensionamento dos veios à torção.	52
Tabela 4.20 – Resultado do cálculo de tensão de corte admissível.	53
Tabela 4.21 – Resultados dos cálculos das chavetas.	54
Tabela 4.22 – Resultados dos cálculos de vida útil dos rolamentos.	60
Tabela 4.23 – Fator de serviço F_B [15].	61
Tabela 4.24 – Tabela do catálogo Renold [15].	61

1 – INTRODUÇÃO

Neste primeiro capítulo é feita a explicação dos motivos que levaram à escolha deste tema para um trabalho de tese e os objetivos que foram definidos. O tema afigura-se bastante complexo, sendo estudado em todo o Mundo nas melhores Universidades e Centros de Investigação. O presente trabalho incide em pormenor sobre um determinado conceito de aproveitamento da energia das ondas, mas para melhor o situar no panorama geral das tecnologias de aproveitamento da energia da água, é feita uma breve apresentação dos sistemas existentes.

1.1 – Motivação

Como motivação geral para a realização deste trabalho salientam-se as seguintes razões:

- Necessidade de diversificação das fontes de energia a nível Mundial.
- Crescente procura de fontes de energia renováveis por imposição da necessidade de descarbonização das fontes de energia devido a maior consciencialização das sociedades relativamente às alterações climáticas.
- Diminuição das reservas globais das fontes de energia fóssil.
- Efeitos socioeconómicos da subida constante dos preços dos combustíveis e da instabilidade nos países produtores.

- Portugal encontra-se identificado como pertencendo a uma faixa de países numa das regiões com maior potencial de energia das ondas no Mundo.
- Por último, este tema foi também apoiado numa proposta de uma empresa para se estudar a viabilidade de um conceito de aproveitamento de energia das ondas.

1.2 - Objetivo

O objetivo desta dissertação foi a conceção e dimensionamento dos principais componentes cinemáticos deste sistema, nomeadamente, as engrenagens de dois sistemas planetários e todos os componentes de suporte às engrenagens planetárias, veios, rolamentos, ligações enchavetadas, e verificar a viabilidade de um sistema de lubrificação de todo o conjunto.

1.3 - Estrutura da dissertação

A dissertação está estruturada em 6 capítulos principais, cada um cumprindo um objetivo específico, como seja, introduzir o tema no contexto geral da energias renováveis, depois o enquadramento na procura de novas soluções para rentabilização do aproveitamento da energia do mar e das ondas em particular, Capítulos 1 e 2.

Numa segunda fase da dissertação é feita a descrição do funcionamento do conceito de aproveitamento da energia das ondas que é objeto deste trabalho, Capítulo 3, nomeadamente a descrição geral do sistema e dos seus principais componentes.

No Capítulo 4 é revista a especificação inicial do projeto, definidos os materiais e feito todo o desenvolvimento do sistema, passando pelo dimensionamento dos componentes, sua resistência mecânica, comportamento ao desgaste, funcionamento combinado, com explicação em desenhos de pormenor. Nos casos de escolhas de elementos a partir de catálogos foi dada a explicação da sequência e consultas para se chegar à escolha mais adequada, como foi o caso dos rolamentos e chavetas.

Os desenhos 3D de conjunto e sua explicação apresentam-se no Capítulo 5 e em Anexo os desenhos técnicos e de pormenor.

Finalmente, no Capítulo 6 apresentam-se as conclusões do trabalho realizado, a identificação das limitações e desafios, terminando-se com uma reflexão sobre sugestões e detalhes que devam ser objeto de próximos desenvolvimentos futuros.

No final da dissertação apresenta-se um conjunto de anexos relativos desenhos técnicos, características dos aços e alumínio, quadros da folha de cálculo utilizada no dimensionamento e tabelas consultadas.

2 – ESTADO DA ARTE

2.1 – Introdução

Neste capítulo é feita uma breve avaliação histórica da utilização da energia do movimento da água, não só para enquadramento do tema em estudo, mas também para comparação das vantagens potenciais e comparativas com os sistemas existentes, no sentido de definir as vantagens relativas, mas também identificar as limitações e condicionalismos, no sentido de uma aproximação progressiva às soluções de compromisso mais eficazes.

2.2 – Energia da água

A água é um fluido com elevada massa volúmica, pelo que o seu movimento natural ao longo dos rios, por efeito da gravidade, mostrou ao Homem a inesgotável energia contida neste movimento. Encontram-se sistemas mais ou menos engenhosos de aproveitamento da energia na água em movimento, alguns ainda vistos a funcionar até aos nossos dias, como sejam os do tipo mostrado na Figura 2.1.

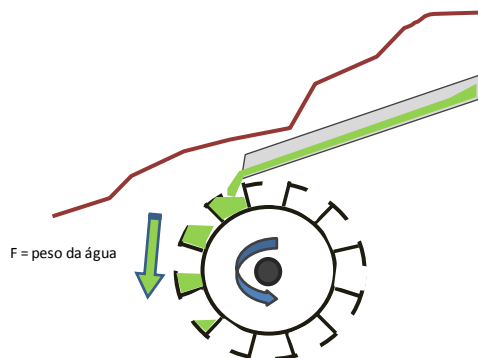


Figura 2.1 - Imagem e esquema de um moinho de água tradicional.

O sistema de moinhos de água tal como o mostrado na figura anterior sendo muito simples na sua conceção tinha muitas limitações no aproveitamento da energia. Um aumento potencial da energia por efeito de maior altura de queda não se refletia proporcionalmente no ganho de energia aproveitada, pelo que posteriormente se aperfeiçoaram sistemas do tipo turbina onde uma maior velocidade e pressão da água eram convenientemente aproveitados, concretamente com a utilização de turbinas. Para o aproveitamento hidroelétrico em terra existem diferentes tipos de turbinas como são os exemplos das turbinas do tipo “Pelton”, turbina Kaplan, turbina Francis, ou outras, umas mais adaptadas a altos desníveis (queda de água ou albufeira), ou outras mais adaptadas a grande ou pequeno caudal mas com reduzido desnível de fluxo mais ou menos constante (fio de água).

No que diz respeito ao aproveitamento da energia dos oceanos podemos pensar em várias formas possíveis como sejam:

- energia das marés,
- energia associada ao diferencial térmico (OTEC),
- energia das correntes marítimas,
- energia das ondas.

2.3 - Energia das marés

Esta forma de aproveitamento terá tido sucesso com base na experiência e técnicas de aproveitamento da energia da água nos rios, nomeadamente da energia cinética da água em movimento, cuja eficácia é já significativamente superior à da simples energia potencial estática (rodas de pás).

Para transformar a energia do movimento da água das marés são construídos diques que envolvem uma enseada ou um braço de mar. Se não houver condições naturais o investimento inicial é simplesmente inviável face ao resultado esperado. O princípio de funcionamento é bastante simples, quando a maré enche a água entra e fica armazenada no dique; sendo aproveitada a corrente ascendente. Ao baixar a maré, a água sai pelo dique como em qualquer outra barragem, sendo de novo aproveitada a energia de movimento da água.

Para que este sistema funcione bem são necessárias marés e correntes fortes. Existem poucos sítios no mundo onde se verifique tamanha mudança nas marés.

As vantagens da Energia das Marés,

- A constância e previsibilidade da ocorrência das marés;
- O facto de as marés serem uma fonte inesgotável de energia;
- O facto de serem uma fonte de energia não poluente.

Como desvantagens da Energia das Marés,

- Os custos de instalação são bastante elevados;
- Só é produzida energia enquanto existir um desnível entre os níveis de água que se encontram nas partes superior e inferior do muro da barragem;
- Só podem ser instaladas centrais para a produção de eletricidade a partir desta energia em locais que respondam às necessidades geomorfológicas necessárias para a mesma e que possuam um desnível entre marés bastante elevado;
- A sua construção pode acarretar grandes impactos ambientais devido à criação da albufeira.

Na Figura 2.2 mostra-se um modelo de aproveitamento de energia das marés e de correntes marítimas.



Figura 2.2 – Modelo de aproveitamento da energia das marés [1].

2.4 – Hídrica (barragens)

O aparecimento de soluções viáveis para o aproveitamento da energia hídrica deu-se ainda na primeira metade do século XIX, com a invenção da turbina Fourneyron aplicada a paredões de retenção da água dos rios. Basicamente consistia numa conduta com um compartimento com abas fixas orientando o fluxo da água contra um rotor de eixo vertical com pás. Este sistema permitiu desde logo um rendimento de 80 % da energia total disponível teoricamente, mas hoje em dia, com as mais modernas turbinas conseguem-se rendimentos superiores e 90 %.

Entre as principais vantagens deste tipo de aproveitamento pode referir-se a disponibilidade de resposta às necessidades de energia, incluindo as variações de consumo, fiabilidade dos sistemas, longos períodos de vida útil, pouco ou nenhum impacto ambiental a nível da produção de poluentes atmosféricos (tirando os de instalação).

Como desvantagens ou limitações temos a necessidade de condições naturais apropriadas (possibilidade de construção de uma albufeira), o investimento inicial da construção do paredão de retenção da água é muito elevado e ainda os impactos ambientais a nível de deslocação de populações, perturbação dos ecossistemas, nos fluxos de sedimentos, entre outros.

O potencial de energia disponível num aproveitamento hídrico de barragem é calculado pela expressão:

$$P = \eta \cdot \rho \cdot g \cdot h \cdot Q \quad (1)$$

Em que η é o rendimento, ρ a densidade da água, g a aceleração da gravidade, h a altura de queda e Q o caudal de água circulante.

Esta expressão permite perceber a importância do desnível e da disponibilidade de caudal de água. Quando não é possível potenciar simultaneamente estes dois fatores tenta-se tirar o máximo proveito de um deles. Há barragens que permitem um maior aproveitamento do elevado caudal mesmo com pequeno desnível, necessitando em princípio de um grande reservatório de água (exemplo de turbina - Kaplan), e outras que aproveitam o elevado desnível mesmo que a disponibilidade de caudal não seja muito elevada e viável mesmo com pequeno armazenamento (exemplo de turbina - Pelton).

2.5 - Energia das Ondas

No caso das ondas a presença da energia é mais complexa de explicar. Aqui não há movimento linear da água. O que vemos movimentar-se é uma sequência de pressão que se transmite entre as “partículas” de água. O movimento de uma pequena boia a flutuar na ondulação faz quanto muito um movimento elítico, voltando praticamente ao ponto inicial (descontando as correntes que também podem estar presentes em simultâneo).

A utilização de energia das ondas tem despertado o interesse do Homem desde tempos muito recuados. A simples observação das forças presentes no movimento da água nas linhas de costa, nos períodos de forte agitação marítima, a enorme capacidade de movimentação de areias e rochas, a moldação da própria linha de costa são a prova da quantidade de energia envolvida. A destruição das obras humanas na linha litoral pelas ondas, não raras vezes causando em poucas horas a ruína de estruturas construídas pelos mais elevados padrões de exigência da engenharia humana durante anos, são o exemplo mais revelador da presença de forças incomensuráveis do movimento das águas.

A energia do movimento da água enquadra-se perfeitamente no conceito de energia renovável, tendo em conta a origem da deslocação das massas de água ser feita por efeito da energia proveniente do Sol e ser produzida constantemente ao longo do tempo. A evaporação da água nos níveis mais baixos e a sua elevação na atmosfera por correntes de convecção e pelo vento, passando depois a fases de condensação em costas elevadas e correndo depois a superfície terrestre até às cotas de origem, constituem uma fonte inesgotável de energia.

Vários estudos e artigos de referência confirmam a disponibilidade média na costa portuguesa de 40 kW por cada metro de costa, por ano. No entanto muitos problemas técnicos se têm levantado a esta tecnologia, uns derivados à imprevisibilidade e falta de regularidade do comportamento do mar, outros devidos a insuficiente conhecimento de escolha das soluções mais convenientes. O presente trabalho enquadra-se nas tentativas de procura de soluções, identificando as potencialidades e as limitações atuais e os condicionalismos a que se tem de dar resposta.

Segundo o mapa da disponibilidade da energia das ondas a nível mundial, Figura 2.3 e Figura 2.4, a península Ibérica encontra-se numa das zonas do globo em que o potencial de energia das ondas se encontra mais perto de costa, zona de cor laranja. Segundo este gráfico toda a costa de Portugal a norte do cabo Espichel apresenta um potencial de energia das ondas correspondendo a 30 a 40 kW/m [2].

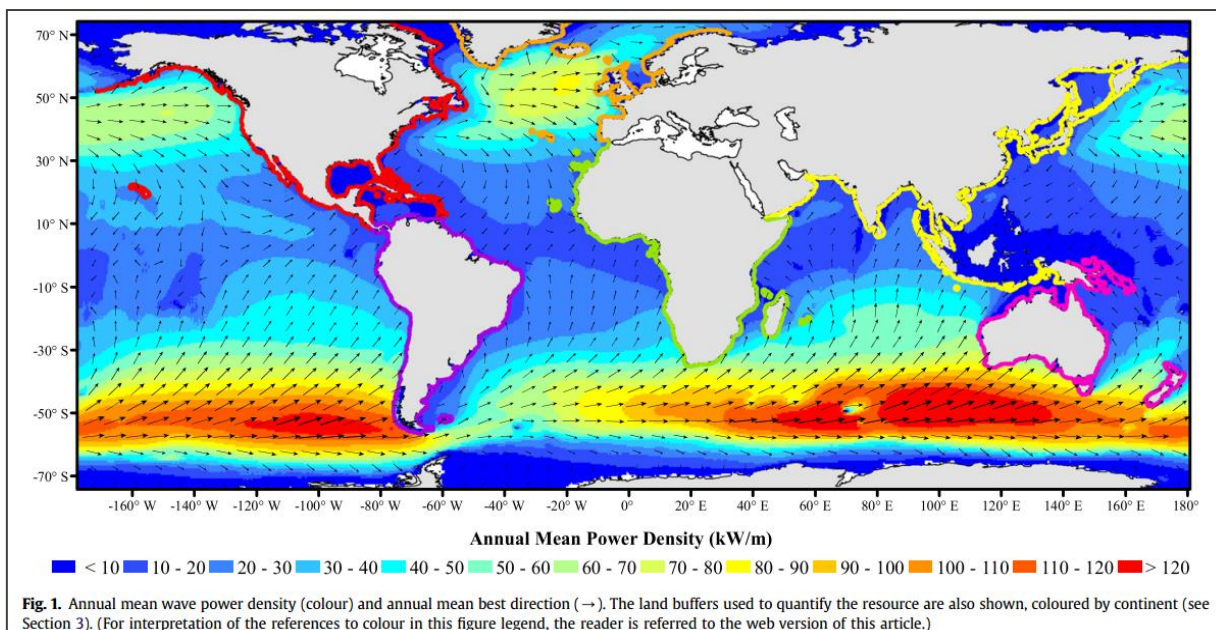


Figura 2.3 – Potencial da energia das ondas a nível global [2].

Também segundo estudos do *Center for Renewable Energy Sources* (CRES), o detalhe do potencial de energia das ondas a nível do continente Europeu é mostrado na Figura 2.4.

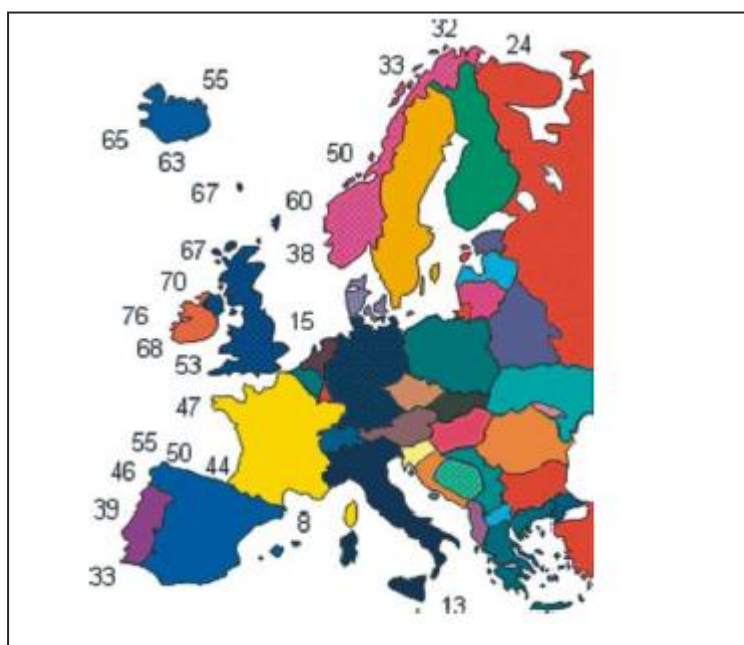


Figura 2.4 – Potencial da energia das ondas na Europa [3].

Os sistemas de aproveitamento de energia das ondas dividem-se basicamente em dois grandes grupos: os sistemas fixos; e os sistemas flutuantes. Os sistemas fixos poderão ter vantagens a nível de instalação e manutenção, mas ficam limitados pela disponibilidade de locais adequados à sua instalação. Os sistemas flutuantes são aparentemente simples na sua conceção mas deparam-se com desafios práticos de difícil solução como sejam a ancoragem, a instalação e manutenção, para além de estarem sujeitas aos caprichos do mar, nomeadamente as condições de tempestade.

2.5.1 - Galgamento

O sistema de galgamento, também designado por “tapchan” para aplicação perto da costa (on-shore), consiste numa estrutura em forma de canal, com um perfil afunilado e uma fundo ascendente que obriga ao arrastamento de grandes volumes de água para um reservatório em cota superior durante o início de rebentação da onda. A água retida no reservatório é depois descarregada por outra conduta passando por um sistema mecânico de aproveitamento de energia (Figura 2.5).

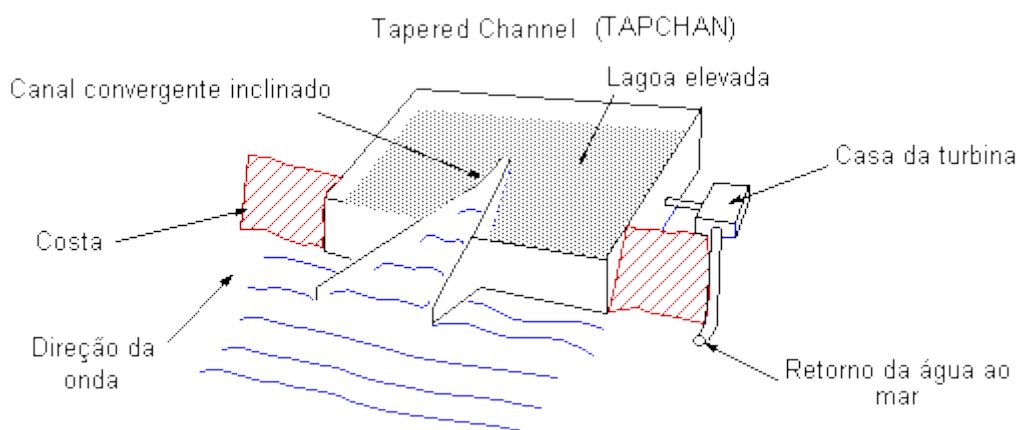


Figura 2.5 – Esquema do funcionamento do sistema tapchan [4].

Um dos maiores problemas deste sistema é a influência das marés que fazem deslocar o nível da água e da rebentação para fora da zona de melhor eficácia no enchimento do reservatório, com perda significativa de rentabilidade.

Existe um outro sistema de galgamento concebido para funcionamento longe da costa (off-shore), conhecido por “wave-dragon”, que apresenta semelhanças de conceção e funcionamento com o sistema “tapchan”, mas em que os limites do reservatório são flutuantes, assim como a central de aproveitamento. Este sistema evita o problema

da amplitude das marés mas tem também fortes limitações quando ao correto posicionamento face a correntes e a direção das ondas [5].

2.5.2 - Colunas de água oscilante

Existem estações experimentais de funcionamento de sistemas de produção de energia pelo sistema de coluna de água oscilante. O princípio de funcionamento amplamente conhecido é semelhante ao representado na Figura 2.6 .Há uma estrutura fixa em terra, com uma caixa aberta para o lado de origem das ondas e uma saída em forma de túnel já acima do nível máximo da água.

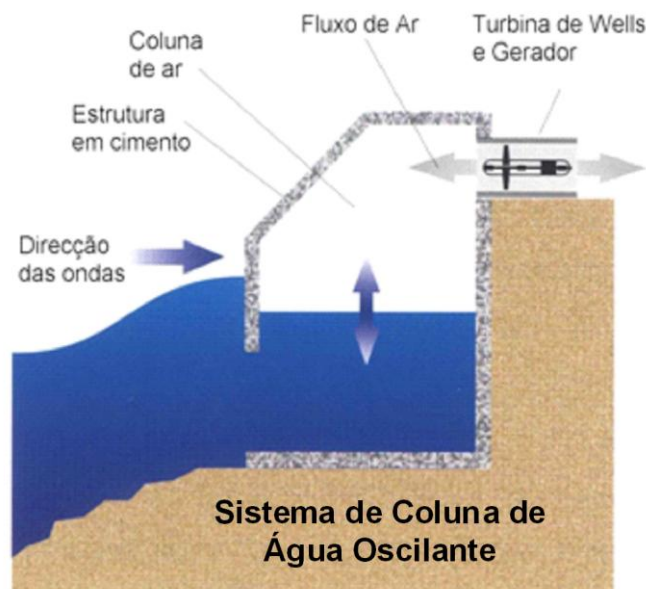


Figura 2.6 – Turbina de ar numa instalação na zona de rebentação [6].

O enchimento e esvaziamento da caixa com o movimento da onda, obriga numa primeira fase à compressão do ar existente no interior, que é feito sair através de uma turbina de ar ligado ao gerador. Quando a onda tem o seu movimento de recuo a caixa tende a ficar sem água e assim a pressão negativa é aproveitada para se fazer o seu enchimento com ar passando pela turbina em sentido inverso ao da primeira fase. Assim o sistema gera impulsos de energia tanto na fase de subida da onda como na fase de descida.

Este sistema tem pelo menos um problema que aliás é comum a todos os sistemas de aproveitamento da energia com água do mar, o ambiente salino é muito agres-

sivo para todos os materiais, metálicos e não metálicos, para além do grande desenvolvimento de organismos marinhos que em pouco tempo podem fazer obstruir as condutas, válvulas e sistemas de regulação.

2.5.3 - Sistema “salter’s duck”

Neste sistema existe um flutuador oscilante preso pelo seu eixo ao fundo marinho. Este flutuador tem um perfil com uma configuração de “sempre-em-pé”, ou seja, um centro de gravidade ligeiramente abaixo do centro de impulsão, o que potencia as oscilações à passagem das ondas. Estas oscilações são convertidas mecanicamente em energia em mecanismos e num gerador apropriado. Na Figura 2.7 mostra-se um esquema simplificado do funcionamento do sistema.

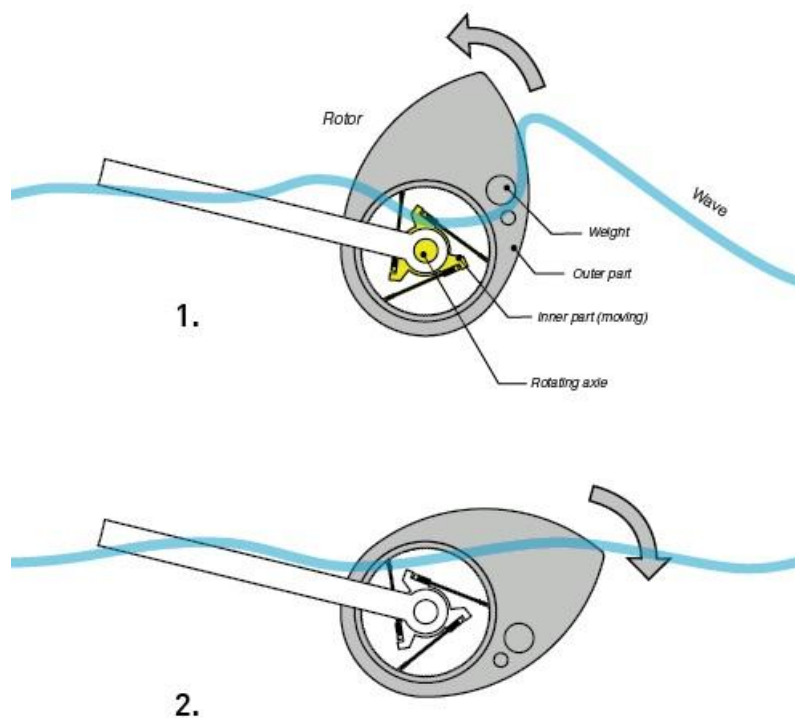


Figura 2.7 - Sistema “salter duck” para aproveitamento da energia das ondas [7].

2.5.4 Sistema flutuante “Pelamis”

O sistema “pelamis” consiste numa cadeia de flutuadores de grande comprimento, montados em cadeia e orientados perpendicularmente à linha frontal das ondas.

A tecnologia Pelamis afigura-se a uma cobra articulada que balança à medida que as ondas percorrem o seu comprimento. Esse movimento nas articulações permite acionar geradores de eletricidade e a energia é depois recolhida por um cabo submarino e encaminhada para terra. O esquema de funcionamento é mostrado na Figura 2.8.

Está previsto que um quilómetro quadrado de oceano seja ocupado com os geradores Pelamis disponibilizando uma potência de 24 MW, podendo alimentar aproximadamente 20.000 habitações.

Desvantagens:

- Instalações de potência reduzida;
- Requer uma geometria da costa especial e com ondas de grande amplitude.
- Impossibilita a navegação (na maior parte dos casos).
- A deterioração dos materiais pela exposição à água salgada do mar.

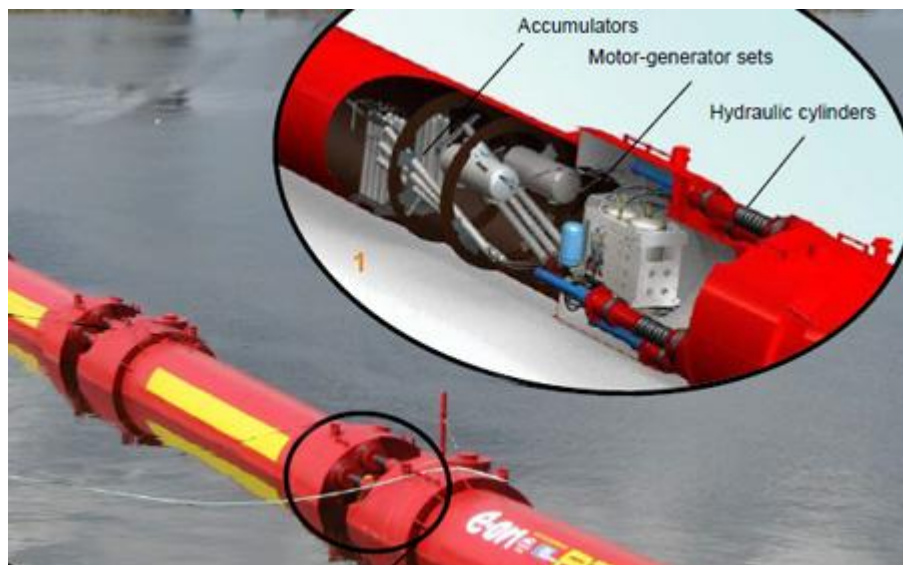


Figura 2.8 – Esquema de funcionamento do sistema pelamis [8].

2.5.5 Absorvedor pontual.

O sistema absorvedor pontual converte a energia das ondas que venham de qualquer direção passando num único ponto, onde está situado o flutuador. Este tipo de dispositivo tem muitas configurações possíveis, mas todas se baseiam no mesmo princípio, utilizam o movimento vertical das ondas para atuar um flutuador que por sua vez está ligado a um gerador elétrico ancorado no fundo do oceano. Na Figura 2.9 podemos ver o exemplo de um destes sistemas.



Figura 2.9 - Exemplo de um sistema absorvedor pontual [9].

2.6 Síntese do Capítulo

Para síntese deste capítulo faz-se um balanço do potencial do aproveitamento da energia das ondas, dos sistemas existentes e em estudo e identificam-se os principais desafios e ameaças dos diferentes sistemas.

Com base na bibliografia consultada e de uma reflexão sobre os resultados conhecidos dos sistemas já experimentados, os insucessos são mais do que os sucessos, em particular no tempo de vida útil face aos investimentos realizados, em grande parte pela rápida deterioração ou mesmo destruição provocados quer pelo meio envolvente (corrosão e vida marinha), mas sobretudo pelas tempestades e imprevisibilidade do

comportamento do mar. O potencial identifica-se como muito elevado mas as ameaças são de grande importância, entre as quais: os custos de instalação são bastante elevados; só se produz energia em condições muito favoráveis e enquanto houver ondas; alguns deles podem dificultar a navegação.

Em todos os casos tem de ser acautelado este impacto ambiental, biológico e paisagístico.

Poucos sistemas permitem formas de “inativação” quando as ondas atingirem patamares potencialmente destruidores da estrutura montada.

3 – SISTEMA “YOYOGEN”

3.1 – Introdução

Neste capítulo é apresentado o aparelho de aproveitamento de energia das ondas. Descrevem-se os vários componentes principais e explicada a sua finalidade. É também descrito o princípio de funcionamento do sistema mecânico em análise nesta dissertação.

3.2 – Descrição Geral

Este sistema enquadra-se na categoria dos absorvedores pontuais. Para uma explicação sumária do funcionamento do sistema apresenta-se o modelo simplificado na figura 3.1. O movimento das ondas gera um movimento de subida e descida do flutuador. Este flutuador está firmemente ligado por cabos à unidade geradora que assim se desloca também em movimentos de subida e descida acompanhando o movimento do flutuador. No fundo do mar existe um maciço fixo que se liga através de um cabo que enrola várias voltas num tambor que tem o mesmo eixo do sistema gerador. No outro extremo deste cabo preso ao maciço e enrolado num eixo do sistema, existe um contrapeso que tem como função possibilitar a produção de energia quando no movimento descendente. A unidade geradora ao movimentar-se obriga a movimento de rotação do eixo principal. É esta rotação que através de outros componentes conduz o movimento ao gerador de energia elétrica.

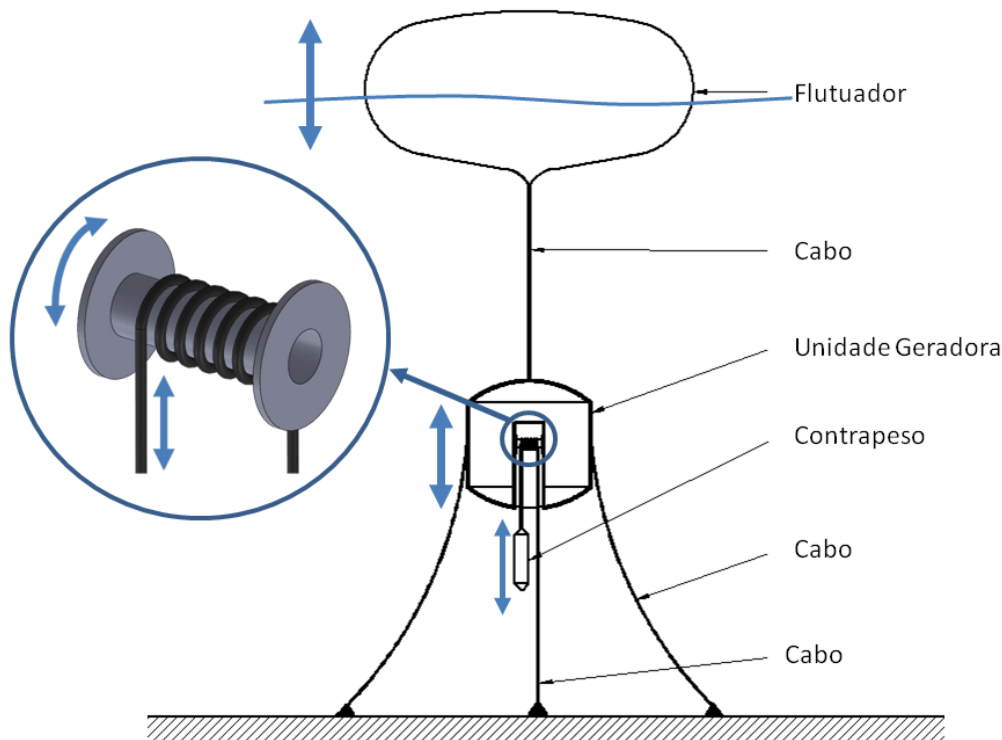


Figura 3.1 – Visão geral do equipamento de aproveitamento de energia das ondas.

O sistema é composto por 6 componentes principais (Figura 3.1)

- Flutuador.
- Cabo de ligação entre o flutuador e a unidade geradora.
- Unidade geradora.
- Contrapeso.
- Cabos de ancoragem da unidade geradora ao fundo do mar.
- Cabo de ligação do contrapeso ao fundo do mar.

3.2.1 – Flutuador

O flutuador não foi objeto de estudo neste trabalho de tese. A força de impulsão tem de ser suficiente para elevação de todo o sistema mecânico, mais as forças resultantes do binário necessário à movimentação do gerador e do contrapeso. O flutuador terá um sistema com uma válvula/bomba para adicionar ou retirar água do mar de modo a alterar a massa do sistema para se conseguir regular a frequência natural e

assim aumentar ou diminuir a amplitude do movimento consoante a dimensão das ondas.

A estrutura, a estabilidade e a proteção contra a corrosão em meio marítimo, assim como a escolha dos materiais mais adequados terão de ser avaliados.

3.2.2 - Tambor de enrolamento do cabo

Para se produzir eletricidade é necessário transformar este movimento linear em movimento rotativo de forma a acionar-se um gerador elétrico. Esta transformação é obtida através de um cabo que numa extremidade se encontra ancorado ao fundo do oceano e na outra tem um contrapeso. Este cabo encontra-se enrolado à volta de um tambor (Figura 3.2), obrigando o mesmo a rodar quando se dá o movimento linear vertical. Este tambor está ligado ao sistema mecânico que é descrito mais adiante.

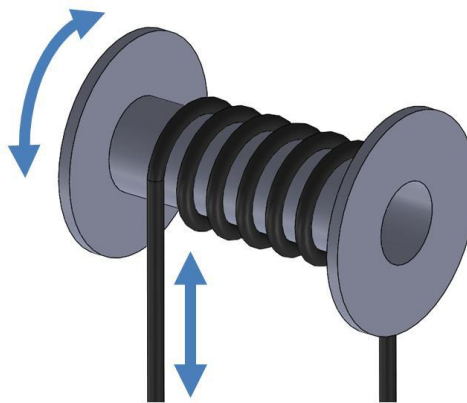


Figura 3.2 - Conjunto tambor com cabo enrolado.

A utilização do contrapeso na outra extremidade do cabo vai permitir que quando o sistema se desloca no sentido descendente também se produza energia. O tambor motor vai, portanto, ter um movimento de rotação alternativo.

3.2.3 - Unidade geradora

A unidade geradora está ancorada ao fundo através de cabos, estes cabos impedem que o mesmo seja arrastado por correntes oceânicas ou marés mas sem impedir o deslocamento na direção vertical de todo o conjunto. Esta também se encontra ligada a um flutuador por um cabo, o flutuador acompanha o movimento das ondas induzindo assim um movimento linear vertical na unidade geradora.

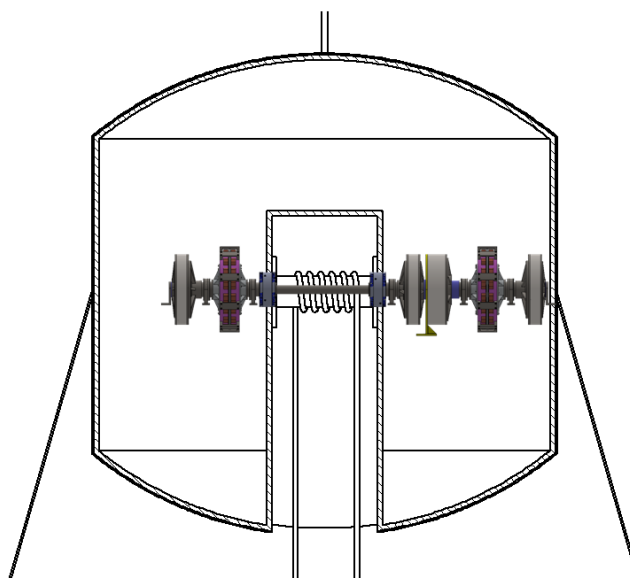


Figura 3.3 – Vista Interior da Unidade Geradora.

Dentro da unidade geradora encontra-se o sistema mecânico em estudo neste trabalho, a sua localização aproximada dentro da capsula pode ser vista na Figura 3.3. Não estando o projeto da capsula no âmbito desta dissertação as suas dimensões e morfologia são apenas uma aproximação para efeitos de explicação do funcionamento do sistema.

Os principais componentes do conjunto mecânico que foi objeto de dimensionamento nesta tese estão descritos na Figura 3.4.

Para aproveitamento integral do movimento de rotação do tambor em dois sentidos, o tambor tem o seu movimento ligado a duas chamadas “rodas livres”, cada uma transmite o binário num dos sentidos. Quando uma se encontra a acionar o sistema a outra tem um efeito passivo.

O planetário 1 e 2 e o gerador 1 e 2 são iguais. Optou-se por identificar os componentes como nomes diferentes para facilitar a descrição de funcionamento.

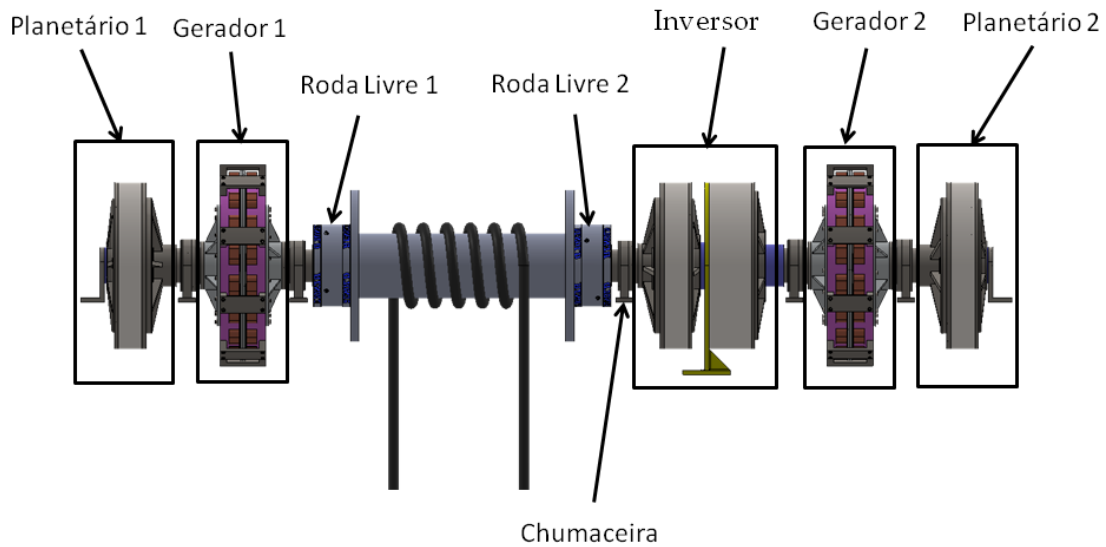


Figura 3.4 – Componentes do Sistema Mecânico.

De acordo com o mostrado na Figura 3.5, quando o tambor roda no sentido horário a roda livre 1 transmite este movimento ao gerador 1 através do veio exterior. Este mesmo movimento chega ao planetário 1 também através do veio exterior. O planetário 1 recebe este movimento pela engrenagem do anel exterior, e através de 4 rodas dentadas chamadas planetas com o seu eixo fixo à estrutura, é por sua vez transmitido o movimento de rotação ao eixo interior. Devido a este sistema o veio interior adquire uma velocidade de rotação três vezes superior e em sentido contrário ao eixo exterior (agora no sentido anti-horário).

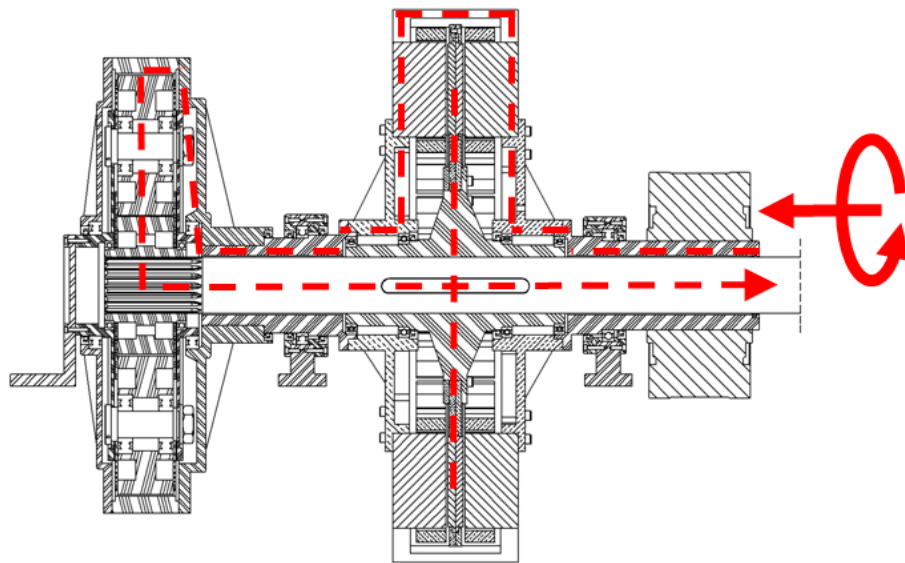


Figura 3.5 – Entrada de movimento no sentido horário para o gerador 1.

Continuando a analisar a sequência de movimento imposto pela rotação do tambor no sentido horário, o eixo interior roda agora no sentido anti-horário, continuando até ao planetário 2 no extremo direito do sistema. Neste planetário 2 o movimento entra pela engrenagem chamada “sol” e chega à engrenagem do anel exterior através dos seus 4 planetas. O movimento de rotação fica agora invertido e reduzido de 3 vezes, chegando ao gerador 2 com a mesma velocidade e sentido de rotação do gerador 1.

Quando o tambor de enrolamento do cabo gerador do movimento roda no sentido anti-horário a roda livre 1 não transmite qualquer movimento diretamente ao veio exterior do gerador 1, mas entra em ação a roda livre 2 que transmite este movimento de rotação no sentido anti-horário ao inversor que por sua vez vai transformar de novo o movimento para o sentido horário e assim aciona o gerador 2 neste mesmo sentido (Figura 3.6).

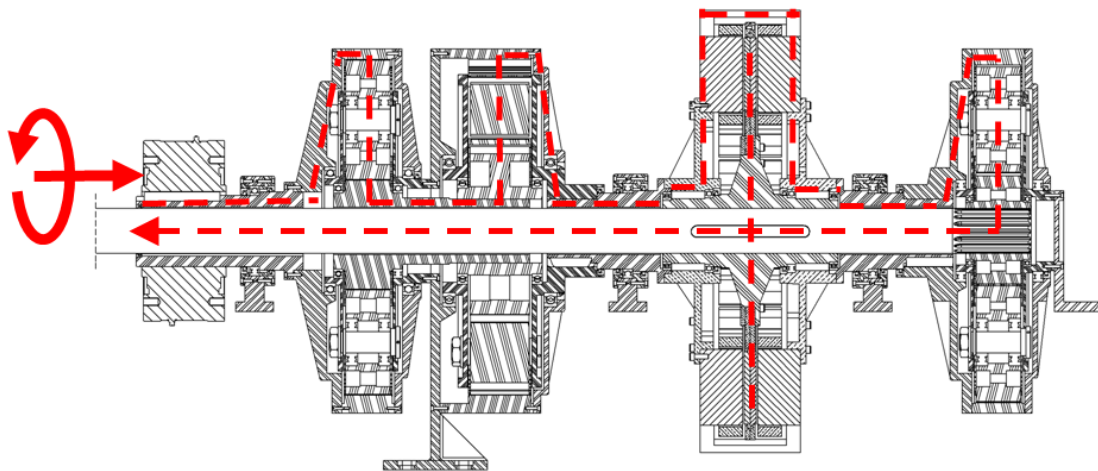


Figura 3.6 - Entrada de movimento no sentido anti-horário para o gerador 2.

Do modo semelhante ao que foi explicado anteriormente, o movimento anti-horário do eixo exterior direito (Figura 3.6) chega ao planetário 2 pelo veio exterior e é invertido o sentido de rotação e aumentada a velocidade 3 vezes, assim regressando pelo veio interior ao planetário 1. Aqui é de novo invertido o sentido de rotação e reduzida a velocidade, assim chegando ao gerador 2 com o sentido de rotação horário.

Em resumo, os dois geradores rodam sempre no mesmo sentido horário e à mesma velocidade, independentemente do sentido de rotação do tambor de enrolamento. Desde modo otimiza-se a energia de inércia e mantém-se uma produção de energia quase constante.

3.2.4 - Gerador

Tendo em conta as características de funcionamento do sistema em estudo, nomeadamente as descontinuidades de impulso da potência seguidos de tempos mortos no movimento oscilante do flutuador (subida, paragem, retorno, paragem e nova subida), torna-se necessária a utilização de um gerador de movimento lento e de grande diâmetro. Há um movimento mínimo a partir do qual são viáveis os fenómenos de indução elétrica. As forças provocadas pela ondulação marítima são significativamente elevadas, mas os ciclos são lentos, tanto mais lentos quanto maior o comprimento da onda e, conseqüentemente, também maior a amplitude do movimento e a intensidade das forças daí resultantes.

Este tipo de gerador não existe no mercado pelo que se encontra também em estudo um modelo adequado. Tanto quanto é possível prever o gerador terá uma configuração aproximada do modelo representado nas Figura 3.7 e Figura 3.8. Os geradores convencionais têm um rotor e um estator, no entanto no sistema adotado as duas partes do gerador rodam em relação ao fixe, serão portanto utilizados os termos indutor e induzido em vez de rotor e estator. O indutor é composto por um disco com magnetos permanentes e o induzido por dois discos com enrolamento elétrico.

A velocidade de rotação prevista para o tambor de enrolamento do cabo de ligação ao flutuador é de 60 rpm, inferior ao que se torna necessário para um funcionamento eficiente dos geradores existentes, mesmo os de baixa rotação. Por esta razão foi concebido um sistema de engrenagens acopladas para que chegue ao gerador uma velocidade 4 vezes superior ao tambor. Na verdade a velocidade do veio motor só é aumentada 3 vezes, mas um sistema planetário de engrenagens permite que também uma parte do mecanismo envolvente do estator rode em sentido contrário, em uma volta para cada três voltas do veio, do que resulta uma velocidade combinada de 240 rpm.

Da forma como este mecanismo de movimentos de rotação combinados se encontra concebido neste projeto, define-se que o induzido roda sempre no sentido horário enquanto o indutor roda sempre no sentido anti-horário.

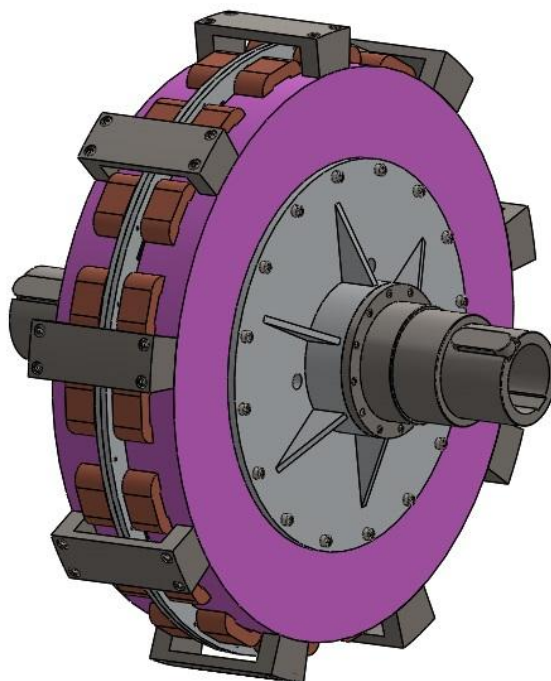


Figura 3.7 - Visão geral da unidade geradora.

Na Figura 3.8 mostra-se um detalhe do conjunto gerador, para que se vejam os movimentos relativos entre o induzido e o indutor, que tal como referido anteriormente rodavam sempre em sentidos contrários, embora a velocidades diferentes cada um deles.

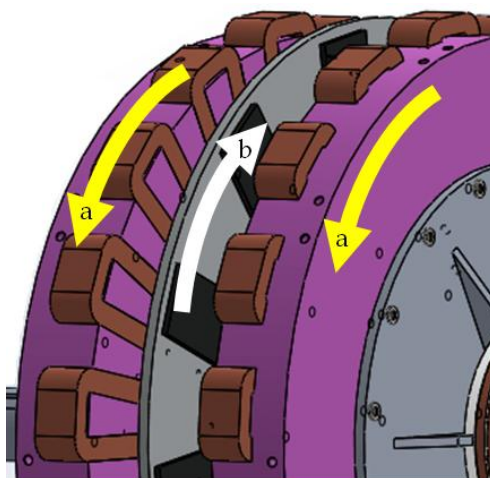


Figura 3.8 - Sentido de rotação dos componentes: a) Induzido; b) Indutor.

3.2.5 – Conjunto de engrenagens “sistema planetário”

Para se obter a velocidade de rotação suficiente para funcionamento eficaz do gerador foi necessário introduzir um sistema de engrenagens planetário, que é constituído por uma roda dentada com dentes de engrenagem na sua parte interior, mas que, pela sua posição no conjunto, se designa por “anel exterior”. Depois existem 4 rodas dentadas mais pequenas com o seu eixo solidário ao chassi que se passa a designar por “porta planetas”. A engrenagem central tem a designação de “sol” e encontra-se solidária com o veio central através de um veio estriado ou ligação enchavetada.

Este sistema planetário está representado na Figura 3.9, com a indicação dos sentidos de rotação de cada um dos seus componentes.

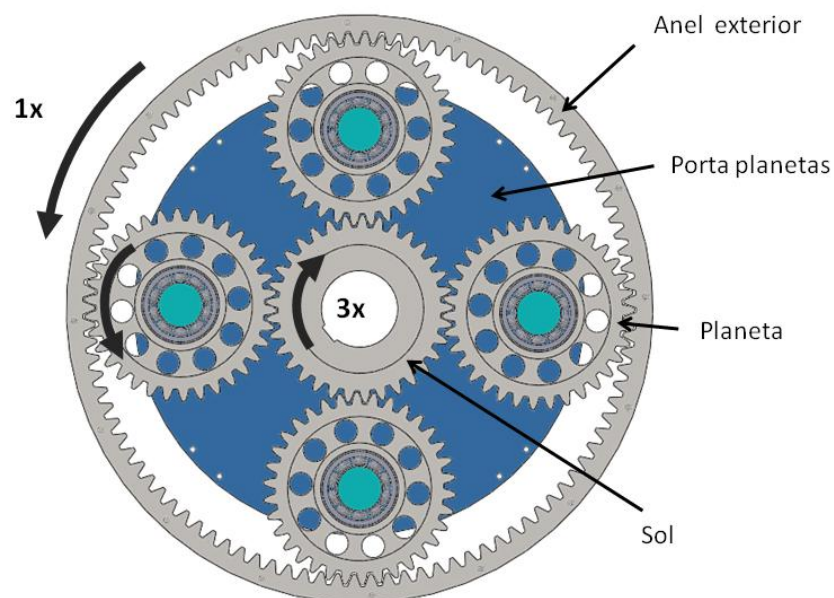


Figura 3.9 – Engrenagem planetária com porta planetas visível.

3.2.6 Inversor

Tal como explicado anteriormente tornou-se necessária a utilização de um sistema de engrenagens chamado de inversor, que tem por função obrigar os dois geradores a manter o mesmo sentido de rotação horário, mesmo quando o tambor roda em sentido contrário. O inversor encontra-se representado na figura 3.10.

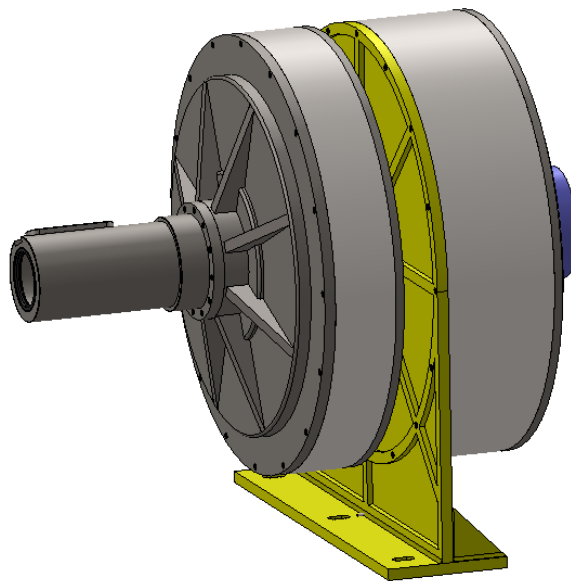


Figura 3.10 – Vista exterior do inversor de movimento.

O inversor é composto por dois conjuntos de sistema planetários, semelhantes ao que foi descrito na secção anterior 3.2.5 mas diferenciando no elemento que está fixo. O planetário cujo esquema cinemático está descrito na Figura 3.11, tem o porta planetas fixo.

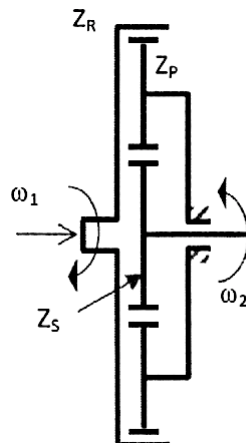


Figura 3.11 – Cadeia cinemática do planetário.

Para o sistema funcionar como inversor do sentido de movimento é montado um sistema cinemático composto tal como representado na Figura 3.12. Nesta podemos ver que o primeiro planetário do conjunto (o da esquerda) é igual ao da Figura 3.11, o segundo por sua vez tem o anel exterior fixo e o porta planetas livre de rodar.

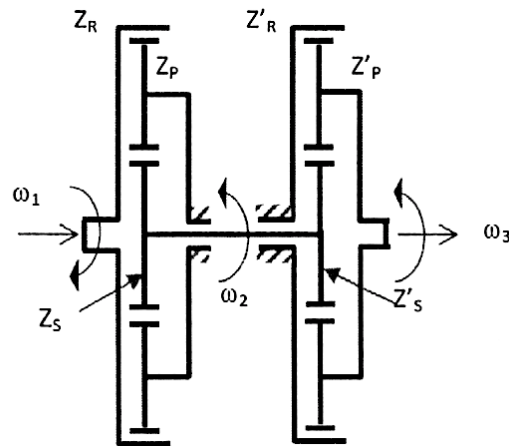


Figura 3.12 – Cadeia cinemática do inversor de movimento.

Quando o movimento de rotação imposto pelo tambor entra no sistema no sentido anti-horário, representado na figura por ω_1 , impõe este movimento ao anel exterior Z_R e depois de passar pelos planetas sai deste primeiro planetário a rotação ω_2 , de sentido contrário a ω_1 , mas com uma velocidade 3 vezes superior ($\omega_2 = -3 \times \omega_1$).

O segundo planetário recebe a velocidade ω_2 a partir da engrenagem central “sol” saindo depois pelo porta planetas com uma velocidade de novo reduzida de 3 vezes em relação a ω_2 , portanto igual a ω_1 , mas de sentido contrário, portanto no final ($\omega_3 = -\omega_1$).

O inversor cumpre assim a sua função de fazer com que os geradores mantenham sempre o mesmo sentido de rotação, qualquer que seja o sentido de movimento do tambor de enrolamento do cabo motor.

3.2.7 Outros componentes

Para completar o sistema existem ainda outros componentes cujo dimensionamento teve de ser calculado, apresentando-se as suas dimensões e especificação no capítulo 4, como é o caso de chavetas, diâmetro dos veios, dimensões das engrenagens, chumaceiras e rolamentos.

3.3 Síntese do Capítulo

Neste capítulo foi dada a explicação do funcionamento do sistema produtor de energia e foi feita a descrição detalhada dos seus principais componentes. Alguns dos desenhos técnicos são apresentados em anexo.

4 – REQUISITOS E DIMENSIONAMENTO DOS PRINCIPAIS COMPONENTES

4.1 Introdução

A partir dos dados de especificação do projeto foi sendo construído o modelo de funcionamento, e definidos os componentes necessários. À medida que era encontrada a forma dos componentes era necessário encontrar as suas dimensões necessárias para o cumprimento do seu funcionamento segundo as especificações do projeto.

Para dimensionamento foram seguidas as regras da resistência de materiais, as normas internacionais aplicáveis e foram sendo escolhidos os materiais mais adequados, seguindo sempre as recomendações dos próprios fornecedores, nomeadamente no que diz respeito à qualidade dos aços, aos tipos de rolamentos, entre outros que mais adiante serão apresentados em detalhe.

4.2 – Especificações do projeto

Como ponto de partida foram seguidos um certo número de características gerais a que o projeto teria de dar resposta, resumidos como as especificações obrigatórias. São elas as seguintes:

- Potência de uma unidade = 40 kW
- Tempo de funcionamento de 20 anos, 24h por dia (~200000h).
- O equipamento deverá funcionar os 20 anos sem necessidade de manutenção devido ao difícil acesso por se encontrar submerso.
- Velocidade de rotação do tambor ≈ 60 RPM

4.3 – Escolha dos materiais para os vários componentes

Neste capítulo são apresentados as escolhas dos materiais a usar nos principais componentes tendo em conta as exigências mecânicas mas também as condições envolventes da sua utilização, no sentido não só de resistir aos esforços impostos momentaneamente, mesmo nas piores condições pontuais, mas também a sua durabilidade ao desgaste e degradação, tendo como guia a ideia que se trata de um equipamento de acesso difícil para reparações e manutenções.

4.3.1 – Engrenagens

Para as engrenagens foi escolhido o aço de cementação 18CrNiMo7-6 (AISI 3415), pelo principal motivo de cumprir a exigência de permitir tratamentos que levam a uma elevada resistência ao desgaste. A ficha técnica com as propriedades e características deste aço encontra-se no Anexo 1. Este aço é maquinado no estado macio para corte mais fácil do perfil dos dentes das engrenagens e posteriormente sofre o tratamento de cementação que consiste na modificação da camada superficial a alta temperatura numa envolvente rica em carbono, permitindo posteriormente os tratamentos de têmpera que conferem à camada superficial uma dureza muito elevada enquanto o interior continua com uma elevada tenacidade, sem tensões internas, no sentido de manter a capacidade de resistência a esforços súbitos sem risco de fraturas frágeis.

Em relação às propriedades deste aço das engrenagens referidas no Anexo 1, houve necessidade de considerar uma dureza superior ao valor tabelado por razões de

maior segurança no que diz à dureza. Em vez do valor de HRC indicado foi considerado para cálculo o valor HRC 50 que corresponde a uma dureza Brinell de $HB = 475 \text{ kgf/mm}^2$. Esta modificação tem de ser exigida ao fornecedor.

4.3.2 - Veios e pontas de eixo

Para os veios e pontas de eixo foi escolhido o aço AISI 1045, que corresponde a um aço de construção ao carbono, cujas características se apresentam no Anexo 2, tabela retirada do catálogo do fornecedor RAMADA [10].

4.3.3 - Tampas e outras peças de grande dimensão

Para várias peças, como por exemplo as tampas que cobrem os mecanismos planetários, foi escolhido um ferro fundido de matriz ferrítica DIN GGG40, cujas características estão apresentadas no Anexo 2.

4.3.4 - Outros componentes, chavetas, espaçadores e cavilhas

Para outros componentes tais como as chavetas, espaçadores e cavilhas foi escolhido o aço de construção segundo o que catálogo Ramada dispunha para cada aplicação, as características são apresentadas no Anexo 2.

4.3.5 - Componentes do gerador

Alguns componentes do gerador, como por exemplo o disco que suporta os magnetos, estão sujeitos a elevados campos magnéticos. Para evitar as forças devido aos campos magnéticos nesses componentes foi escolhido um Alumínio 2024-T4, cujas características estão apresentadas no Anexo 3.

4.4 - Cálculo do número de dentes de cada conjunto de engrenagens

Com vista a facilitar a apresentação de resultados neste capítulo o planetário da Figura 3.11 aparecerá com a denominação “sistema 1” e o segundo planetário da Figura 3.12 (lado direito) com a denominação “sistema 2”. Os planetas terão duas designações porque os cálculos têm de ser feitos considerando o planeta como pinhão a atuar o sol (Planeta-S), e como pinhão a atuar sobre o anel exterior (Planeta-AE). Como o primeiro planetário do inversor é igual ao do sistema 1 será apenas necessário dimensionar este último. Será utilizada a mesma nomenclatura da Figura 3.12.

Para os mecanismos planetários tem-se a equação:

$$\frac{Z_R}{Z_S} = \frac{\omega_S - \omega_P}{\omega_P - \omega_R} \quad (2)$$

Onde ω_P é a velocidade angular do porta planetas; ω_S a velocidade angular do sol e ω_R a velocidade angular do anel exterior.

Resolvendo a equação (2) obtém-se:

$$(Z_R + Z_S) \cdot \omega_P = Z_R \cdot \omega_R + Z_S \cdot \omega_S \quad (3)$$

No sistema 1 o porta planetas encontra-se fixo, $\omega_P = 0$. Verifica-se também que $\omega_R = \omega_1$; $\omega_S = \omega_2$. Assim temos:

$$\omega_2 = -\frac{Z_R}{Z_S} \cdot \omega_1 \quad (4)$$

Por sua vez o sistema 2 tem o anel exterior fixo, $\omega_R = 0$, deste modo temos:

$$\omega_3 = \frac{Z'_S}{Z'_S + Z'_R} \cdot \omega_2 \quad (5)$$

Substituindo o ω_2 da equação (4) na equação (5) obtém-se:

$$\omega_3 = -\frac{Z'_S}{Z'_S + Z'_R} \cdot \frac{Z_R}{Z_S} \cdot \omega_1 \quad (6)$$

No cálculo do número de dentes de cada roda dentada teve-se três fatores em consideração. O primeiro foi o cumprimento das relações $\omega_2 = -3 \times \omega_3$ e $\omega_3 = -\omega_1$. Em segundo teve-se em conta que nas engrenagens planetárias a equação (7) tem de ser cumprida:

$$Z_R = Z_S + 2 \cdot Z_P \quad (7)$$

Por último teve-se o cuidado de evitar que os mesmos dentes de uma roda atuem sempre os mesmos dentes da roda conjugada para evitar a concentração de defeitos que reduziriam a vida útil da engrenagem. Foi utilizado um processo iterativo para se encontrar uma solução que cumprisse estes três requisitos. A solução encontrada está na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Número de dentes de cada roda calculado por iteração.

	Roda Dentada	Número de dentes da roda
Sistema 1	Anel Exterior	101
	Planeta	34
	Sol	33
Sistema 2	Sol	49
	Planeta	26
	Anel Exterior	101

Verifica-se que $\omega_2 = -3,06 \times \omega_3$ e $\omega_3 = -\omega_1$. Não foi possível cumprir exatamente $\omega_2 = -3 \times \omega_3$ mas considera-se o número suficiente próximo do desejado. Os outros dois requisitos são cumpridos com a solução obtida.

4.5 – Análise de ocorrência de interferência nas engrenagens.

Interferência nas engrenagens é um fenómeno que ocorre quando há contacto na porção de perfil não envolvente do flanco do dente. Este contacto provoca desgaste na base (Figura 4.1) do dente diminuindo a sua resistência devendo portanto ser evitado.

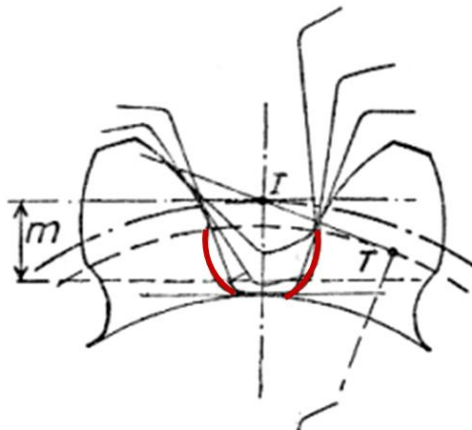


Figura 4.1 – Exemplo de engrenamento com interferência (a encarnado) [11].

4.5.1 - Interferência em engrenamentos exteriores.

Para o cálculo do número mínimo de dentes que uma roda dentada com engrenamento externo deve ter de modo a que não ocorra interferência utiliza-se a fórmula [12]:

$$N_p = \frac{2k}{(1 + 2i) \cdot \sin^2 \phi} \left(i + \sqrt{i^2 + (1 + 2i) \cdot \sin^2 \phi} \right) \quad (8)$$

Onde $k = 1$ para engrenagens normais, ϕ é o ângulo de pressão e i é a relação de transmissão dada pela fórmula [12]:

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (9)$$

No cálculo de interferência é apenas necessário efetuar os cálculos para a roda com menos dentes. Os resultados obtidos apresentam-se na Tabela 4.11. Verifica-se que não há interferência porque a solução escolhida apresenta números de dentes superiores aos números agora calculados.

Tabela 4.2 - Resultados do cálculo do número mínimo de dentes.

Roda Dentada		i	ϕ	N_p
Sistema 1	Sol	1,03	20	12,4
Sistema 2	Planeta-S	1,88	20	14,0

4.5.2 - Interferência em engrenamentos interiores.

O fenómeno de interferência em engrenamentos internos é diferente do que ocorre em engrenamentos externos e como tal a fórmula utilizada acima não é válida. Quando ocorre interferência é necessário corrigir o perfil do dente da engrenagem interna utilizando o fator de correção de perfil Y_2 , se o valor de Y_2 for igual a 1 significa que não ocorre interferência. Pelo diagrama da Figura 4.2 verificamos que para os pares de engrenagens do sistema 1 ($Z_R = 101$, $Z_P = 34$) e do sistema 2 ($Z_R = 101$, $Z_P = 26$) o valor de Y_2 é igual a 1, logo não há interferência.

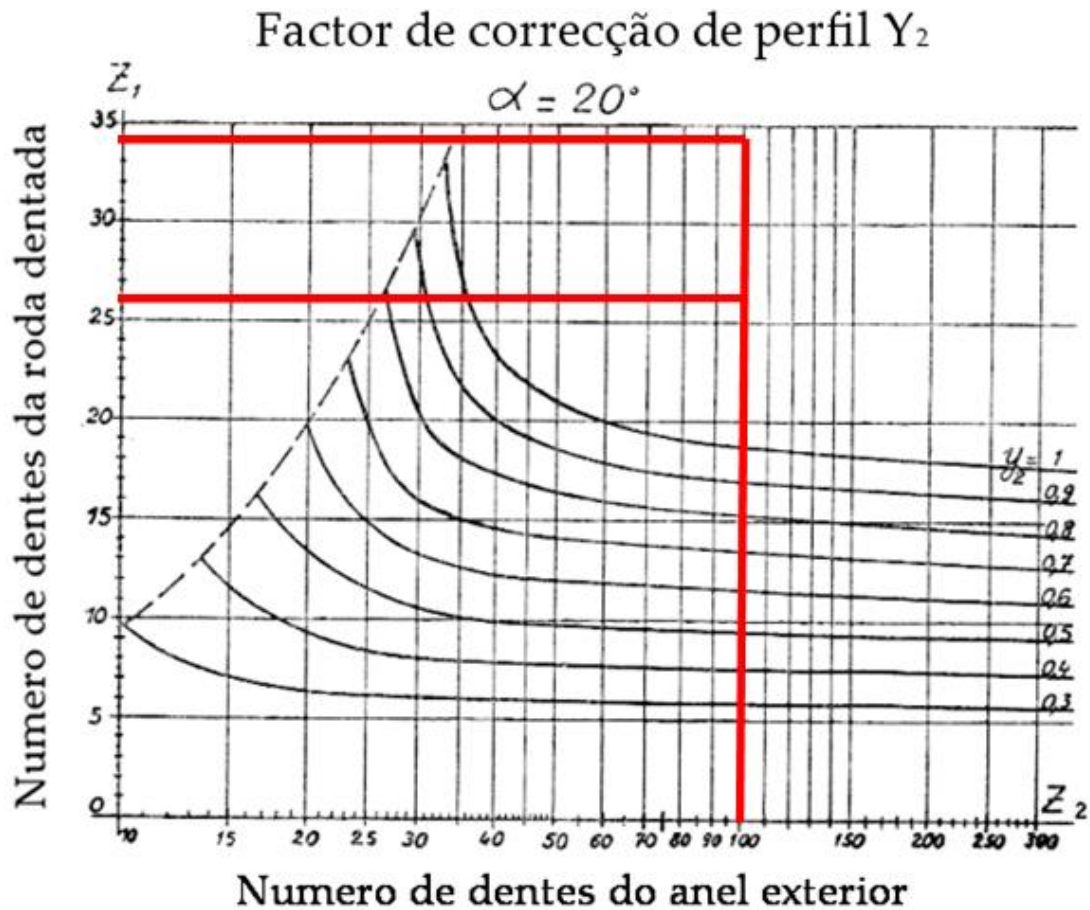


Figura 4.2 - Cálculo do fator de correção de perfil Y_2 para engrenagens interiores [11].

4.6 - Verificação da necessidade de utilização de dentes helicoidais.

Acima de uma velocidade periférica de 5 m/s as engrenagens de dentes retos produzem ruído acentuado, que deve ser evitado. O sistema funciona submerso no entanto o ruído poderá afetar a fauna marinha. A Tabela 4.3 apresenta os valores calculados para a velocidade periférica de cada roda dentada, verifica-se que todos os valores são muito inferiores ao limite. Conclui-se que não é necessária a utilização de engrenagens helicoidais, reduzindo-se assim o custo de fabrico do sistema.

Tabela 4.3 – Velocidade periférica das engrenagens.

	Roda Dentada	V [m/s]
Sistema 1	Anel Exterior	2,2
	Planeta-R	2,2
	Planeta-S	2,2
	Sol	2,2
Sistema 2	Sol	3,3
	Planeta-S	1,7
	Planeta-AE	1,7
	Anel Exterior	1,7

4.7 – Cálculo da Tensão de tração do dente da engrenagem utilizando as normas inglesas.

Para determinação das tensões de tração nos dentes das engrenagens foram necessários cálculos que utilizam o fator de rotura Y, fator combinado de velocidade de utilização Xvu, fator de dureza à resistência Tt e potência mecânica N. Estes cálculos apresentam-se nas seções 4.7.1 a 4.7.4 deste mesmo capítulo.

4.7.1 – Fator de rotura Y

Para o cálculo do fator de rotura y é utilizado o diagrama da Figura 4.3.

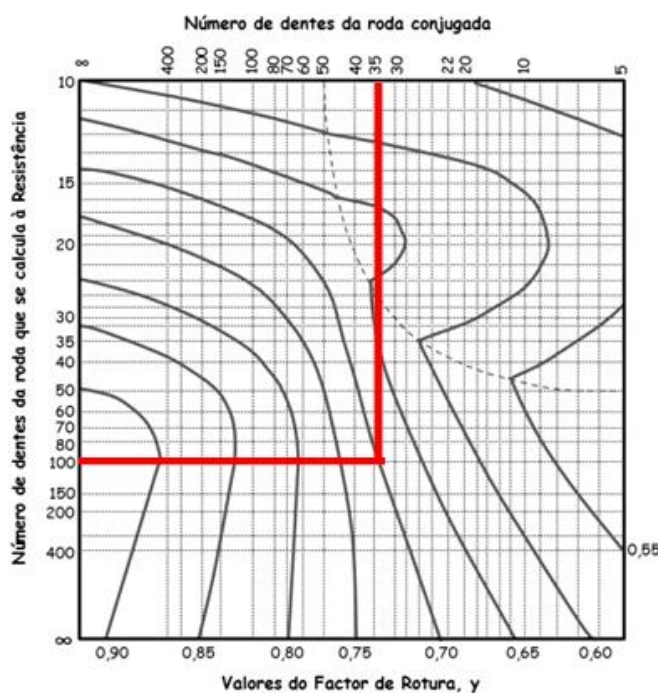


Figura 4.3 – Diagrama para cálculo do facto de rotura y para ângulo de pressão 20°.

Apresentam-se os valores calculados a partir diagrama anterior na Tabela 4.4.

Tabela 4.4 – Resultados do cálculo do fator de rotura y .

	Roda Dentada	Número de dentes da roda a calcular	Número de dentes da roda conjugada	y
Sistema 1	Anel Exterior	101	34	0,70
	Planeta-AE	34	101	0,79
	Planeta-S	34	33	0,65
	Sol	33	34	0,65
Sistema 2	Sol	49	26	0,62
	Planeta-S	26	49	0,70
	Planeta-AE	26	101	0,76
	Anel Exterior	101	26	0,65

4.7.2 – Fator combinado de velocidade e utilização X_{vu} .

Como as condições de carga e de velocidade a que as engrenagens estão sujeitas são variáveis, é necessário encontrar uma duração equivalente, que representa a duração a submeter a engrenagem à carga/velocidade constantes. Os sistemas planetários analisados neste trabalho funcionam 12h à carga máxima e 12h a meia carga. Para o cálculo do tempo equivalente é utilizada a fórmula (10).

$$t_{eq} = t_1 + t_2 \left(\frac{F_2}{F_1} \right)^3 \quad (10)$$

Substituindo os valores de t_1, t_2 por 12, e F_2 por $\frac{1}{2} F_1$ o valor de t_{eq} é 13,5h. No caso das engrenagens do conjunto inversor $t = 12$ porque metade do tempo funciona à carga máxima e na outra metade a carga é nula.

Para o cálculo dos valores de x_{vu} é utilizado o diagrama da Figura 4.4.

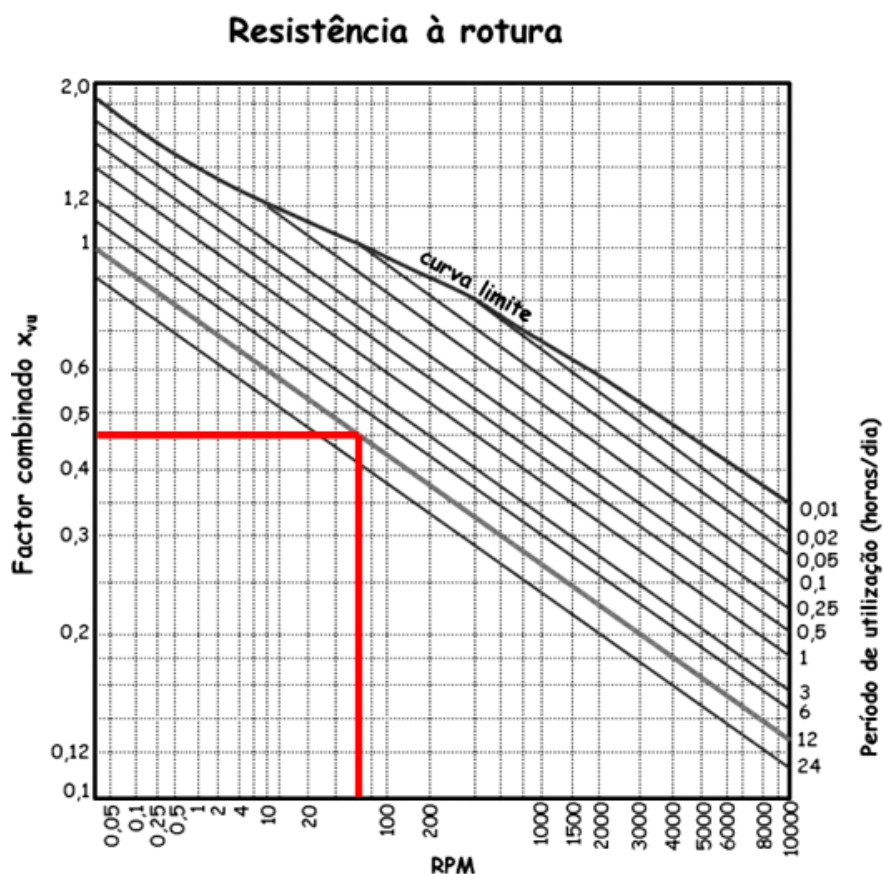


Figura 4.4 – Fator combinado X_{vu} (Resistência à rotura).

Nas rodas intermédias, que são simultaneamente motoras e movidas, como é o caso dos planetas, os dentes estão sujeitos a cargas alternadas em vez de cargas repetidas. Nestes casos deve-se corrigir o valor de X_{vu} para 70% do extraído na Figura 4.4.

Apresentam-se os valores calculados a partir diagrama anterior na Tabela 4.5.

Tabela 4.5 – Resultados dos cálculos de X_{vu} .

	Roda Dentada	n [RPM]	teq	X_{vu}	$X_{vu} \cdot 0,7$
Sistema 1	Anel Exterior	60	13,5	0,45	---
	Planeta-R	178	13,5	0,37	0,26
	Planeta-S	178	13,5	0,37	0,26
	Sol	184	13,5	0,37	---
Sistema 2	Sol	184	12	0,37	---
	Planeta-S	180	12	0,37	0,26
	Planeta-AE	180	12	0,37	0,26
	Anel Exterior	45	12	0,48	---

4.7.3 – Fator de duração à Resistência T_T .

Os valores de X_{vu} da Figura 4.4 são válidos para uma duração de 26000 horas, para outras durações é necessário corrigir o seu valor com o fator T_t . Verifica-se que quando se diminui o tempo de funcionamento as cargas limites que os dentes podem suportar aumentam. Por outro lado ao aumentar-se o tempo de funcionamento as cargas limites que os dentes podem suportar diminuem. A Tabela 4.6 apresenta os valores de T_T para vários tempos de funcionamento.

Tabela 4.6 – Valores do fator de duração à resistência.

Tempo de funcionamento (h)	T_T	Tempo de funcionamento (h)	T_T
10	1,99	4 000	1,30
100	1,89	6 000	1,23
200	1,82	10 000	1,14
500	1,68	26 000	1,00
1 000	1,55	52 000	0,91
2 000	1,42	100 000	0,83

Só estão tabelados valores até 100 000 horas, no entanto nas especificações de projeto está definido um tempo de funcionamento de vinte anos. Considerando que o sistema funciona ininterruptamente 24h por dia, vinte anos correspondem sensivelmente a 200 000 horas. Por outro lado tanto o anel exterior como o sol são atuados por quatro planetas simultaneamente (Figura 4.5), o que é equivalente a um tempo de funcionamento de 800 000 horas.

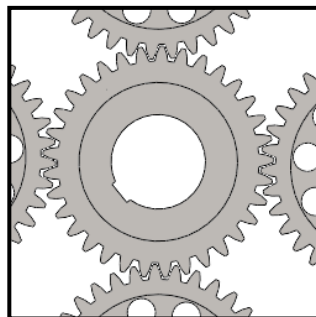


Figura 4.5 – Engrenagem sol atuada por 4 planetas simultaneamente.

O planeta é atuado em dois dentes simultaneamente mas como se pode ver na Figura 4.6 o contacto entre dentes é feito em extremidades opostas, resultando num desgaste equivalente a apenas uma atuação por ciclo, ou seja 200 000 horas.

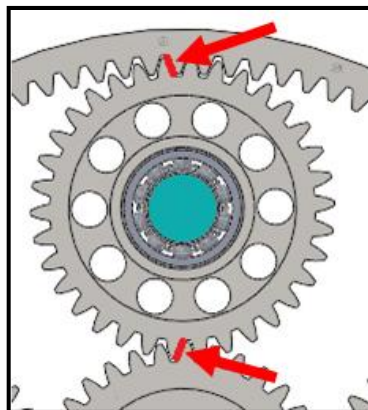


Figura 4.6 - Engrenagem planeta atuada em dois dentes simultaneamente.

Para se calcular o tempo de funcionamento a 200 000 e 800 000 horas efetuou-se uma regressão linear (Figura 4.7).

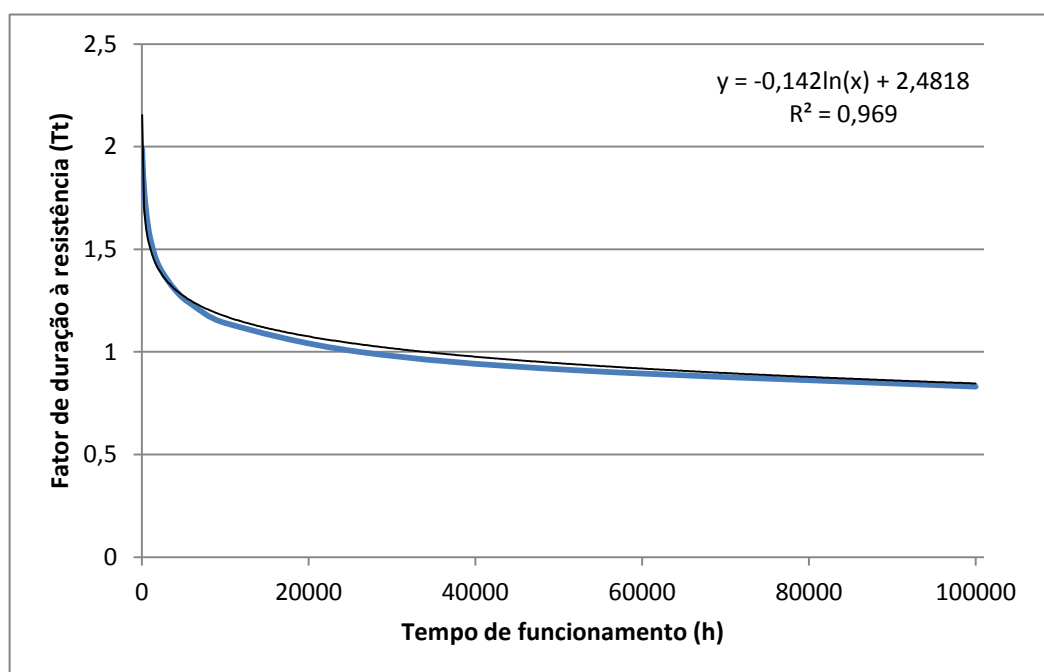


Figura 4.7 - Cálculo da equação da reta de Tt por regressão linear.

Apresentam-se os valores calculados a partir da regressão linear na Tabela 4.7.

Tabela 4.7 – Resultados dos cálculos de T_T .

Tempo de funcionamento (h)	T_T
200 000	0,75
800 000	0,55

4.7.4 – Potência mecânica (N).

Tendo em conta a complexidade de todo o sistema foi considerado um rendimento de $\eta=90\%$. O sistema é composto por dois geradores de 20kW, sendo portanto a potência elétrica total 40kW. Assim a partir da equação (11) obteve-se uma potência mecânica de aproximadamente 45kW.

$$Potência\ mecânica = \frac{Potência\ elétrica}{\eta} \quad (11)$$

Como se utilizaram 4 planetas a potência que cada dente tem de suportar é $\frac{1}{4}$ da potência total, isto é, 11 250 W.

4.7.5 – Tensão de tração na raiz do dente

A tensão de tração na raiz do dente foi calculada pela expressão (12) onde se tem: N – potência transmitida [W]; Z – número de dentes; M – módulo [mm]; b – largura do dente [mm]; y – fator de rotura; n – velocidade de rotação [rpm]; X_{vu} – fator combinado de velocidade e utilização; T_T – coeficiente de duração à resistência.

$$\sigma = \frac{19100 \cdot N}{Z \cdot M^2 \cdot b \cdot y \cdot n \cdot X_{vu} \cdot T_t} \quad (12)$$

Para o cálculo da tensão admissível foi utilizado um fator de segurança de 1,5 (Tabela 4.8).

Tabela 4.8 – Propriedades do aço 18CrNiMo7-6.

σ_R [Kg/mm²]	MPa	FS	σ_{ADM} [MPa]
135	1324	1,5	883

Na escolha de b e M teve-se em consideração os valores mínimos de b/M da Tabela 4.9.

Tabela 4.9 – Cálculo da relação b/M .

Relação de Transmissão		1	2	3	4	5	6	8	10
Nº de dentes mínimo	Z_1	50	40	32	28	26	24	22	20
Dentes rectos ou helicoidais simples	b/M	12	12-13	13	14	14-15	15	16	16-17
	b/D_p	0.25	0.33	0.41	0.49	0.56	0.63	0.72	0.83
Dentes helicoidais em espinha	b/M	19	20	20	21	22	23	24	25
	b/D_p	0.38	0.5	0.62	0.73	0.84	0.95	1.08	1.25

Para os cálculos utilizou-se então um módulo de 7mm e uma largura de dente de 91mm para o sistema 1 e 105mm para o sistema 2. Como resultado destes cálculos obteve-se os valores apresentados na Tabela 4.10.

Tabela 4.10 – Resultados dos cálculos de σ .

	Roda Dentada	M [mm]	b [mm]	σ [Mpa]
Sistema 1	Anel Exterior	7	91	46
	Planeta-R	7	91	52
	Planeta-S	7	91	63
	Sol	7	91	60
Sistema 2	Sol	7	105	37
	Planeta-S	7	105	66
	Planeta-AE	7	105	61
	Anel Exterior	7	105	54

Todos os valores se encontram muito abaixo da tensão admissível de 883 MPa.

4.8 – Cálculo das engrenagens à pressão específica segundo as normas inglesas.

Uma vez que as engrenagens estão sujeitas ao desgaste e a danos superficiais, o cálculo à rotura é insuficiente, deve ser feito também o cálculo à pressão específica.

Para este cálculo foi necessário recorrer à consulta dos seguintes elementos: fator de superfície; fator combinado de velocidade e utilização; coeficiente de duração ao desgaste; pressão admissível; Força normal máxima; potência máxima transmissível; o que é descrito nas seções 4.8.1 a 4.8.5 deste capítulo.

4.8.1 – Fator de superfície Z.

Para o cálculo do fator de superfície é utilizado o diagrama da Figura 4.8.

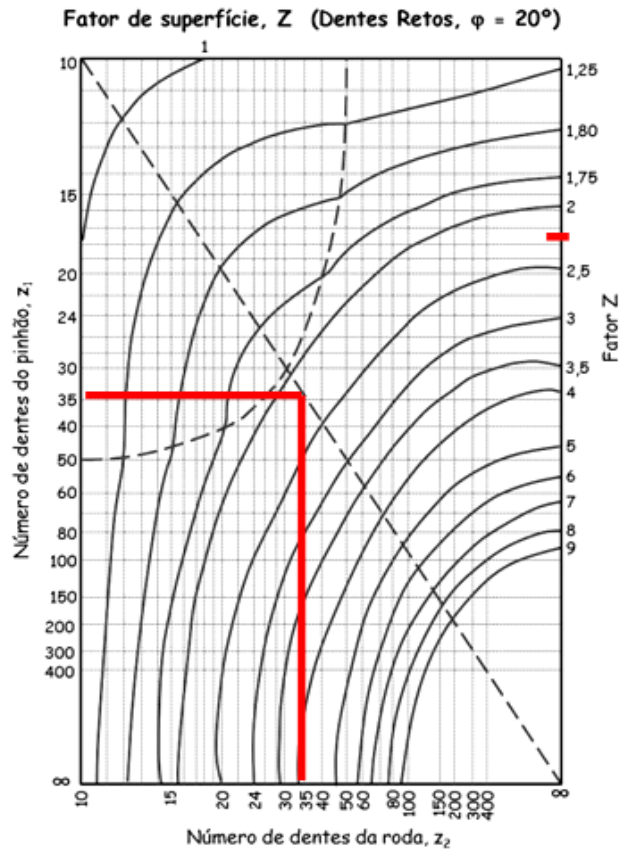


Figura 4.8 – Fator de superfície Z.

No caso das engrenagens interiores o fator Z deve ser corrigido pela expressão (13).

$$Z_{int} = Z_{ext} \cdot \left(\frac{i+1}{i-1} \right)^{0,8} \quad (13)$$

Em que i foi obtido a partir da expressão (14).

$$i = \frac{Z_1}{Z_2} < 1 \quad (14)$$

Na Tabela 4.11 encontram-se os valores de Z calculados.

Tabela 4.11 – Resultados do cálculo do fator de superfície Z.

	Roda Dentada	Número de dentes da roda a calcular	Número de dentes da roda conjugada	Valor de Z
Sistema 1	Anel Exterior	101	34	5,6
	Planeta-AE	34	101	3,1
	Planeta-S	34	33	2,25
	Sol	33	34	2,25
Sistema 2	Sol	49	26	5,7
	Planeta-S	26	49	2,2
	Planeta-AE	26	101	2,6
	Anel Exterior	101	26	2,6

4.8.2 – Fator combinado de velocidade e utilização X_{vu} .

A partir da velocidade de rotação e considerando o tempo equivalente de utilização obtém-se a partir da Figura 4.9 o valor do fator combinado X_{vu} .

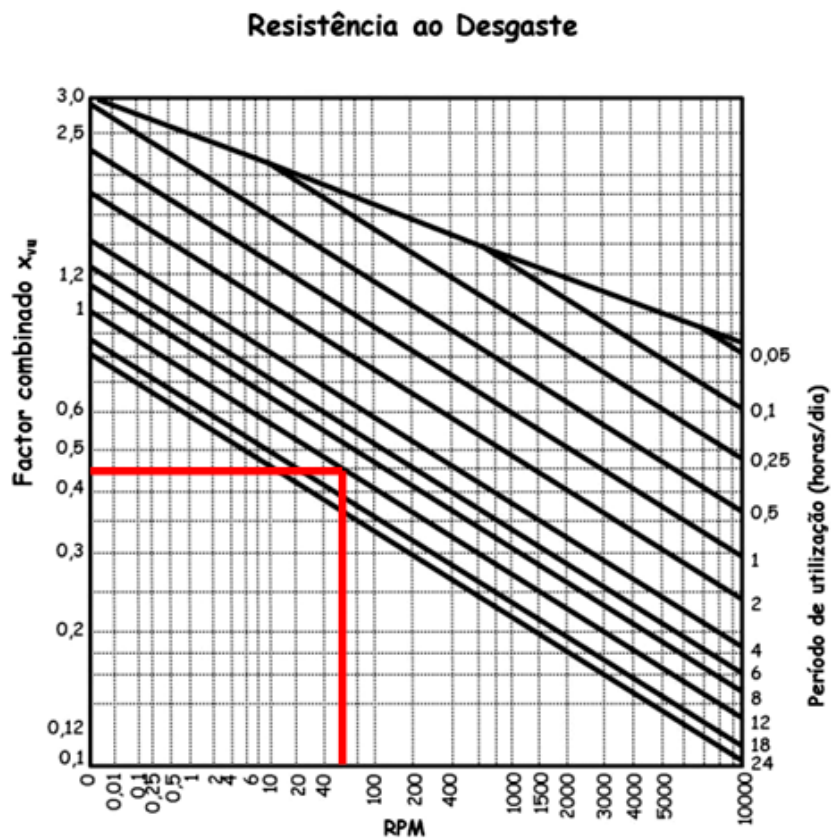


Figura 4.9 – Fator combinado X_{vu} (Resistência ao desgaste).

Apresentam-se os valores calculados a partir diagrama anterior na Tabela 4.12.

Tabela 4.12 – Resultados dos cálculos de X_{vu} .

	Roda Dentada	n [RPM]	teq	X_{vu}	$X_{vu} \cdot 0,7$
Sistema 1	Anel Exterior	60	13,5	0,45	---
	Planeta-R	178	13,5	0,36	0,25
	Planeta-S	178	13,5	0,36	0,25
	Sol	184	13,5	0,36	---
Sistema 2	Sol	184	12	0,36	---
	Planeta-S	180	12	0,36	0,25
	Planeta-AE	180	12	0,36	0,25
	Anel Exterior	45	12	0,48	---

4.8.3 - Coeficiente de Duração ao Desgaste T_s

Como o diagrama da Figura 4.9 é válido apenas para uma duração de 26000 horas é necessário corrigir utilizando o coeficiente de duração ao desgaste (Tabela 4.13).

Tabela 4.13 – Valores do coeficiente de duração ao desgaste.

Tempo de funcionamento (h)	T_s	Tempo de funcionamento (h)	T_s
10	2,99	4 000	1,75
100	2,91	6 000	1,57
200	2,82	10 000	1,35
500	2,62	26 000	1
1 000	2,38	52 000	0,8
2 000	2,08	100 000	0,64

Mais uma vez foi necessário efetuar uma regressão linear para se obter os valores correspondentes a 200 000 e 800 000 horas (Tabela 4.13). Foi necessário excluir os primeiros 6 valores da tabela para obter um valor do coeficiente de determinação R^2 aceitável.

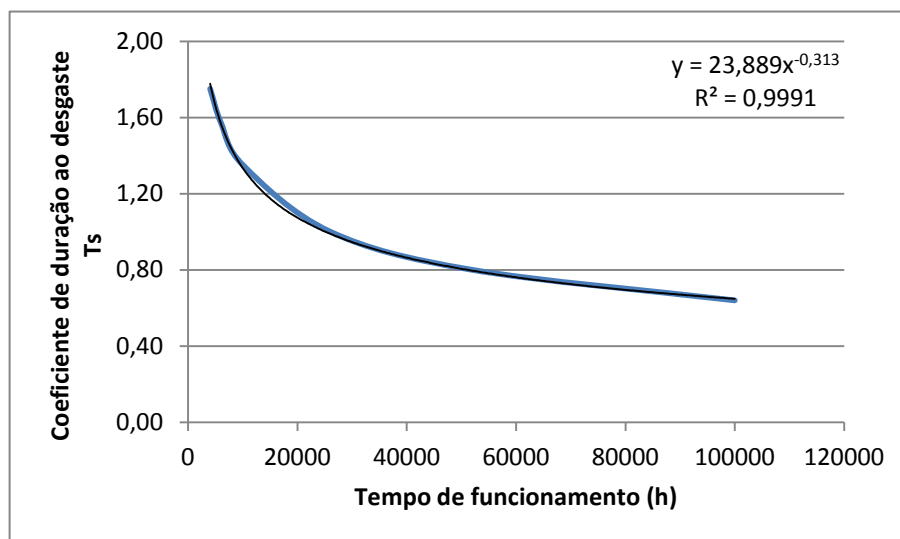


Figura 4.10 – Cálculo da equação de T_s por regressão linear.

Apresentam-se os valores calculados a partir da regressão linear na Tabela 4.14.

Tabela 4.14 – Resultados dos cálculos de T_s .

Tempo de funcionamento (h)	T_s
200 000	0,39
800 000	0,34

4.8.4 – Pressão admissível

Para o cálculo da pressão admissível será utilizada a expressão empírica (15)

$$P_{adm} = \frac{4,87 \cdot HB}{W^{1/6}} \quad (15)$$

Em que HB é a dureza Brinell, e W é o fator de duração que é dado pela fórmula (16):

$$W = 60 \cdot h \cdot n \cdot 10^{-6} \quad (16)$$

Onde h é o número de horas de funcionamento e n o número de rotações por minuto da engrenagem.

Apresentam-se os valores calculados na Tabela 4.15.

Tabela 4.15 – Resultados dos cálculos de W e P_{adm}.

	Roda Dentada	Horas funcionamento	n [rpm]	W	P_{adm} [Mpa]
Sistema 1	Anel Exterior	800000	60	2880	613
	Planeta-R	200000	178	2139	644
	Planeta-S	200000	178	2139	644
	Sol	800000	184	8815	509
Sistema 2	Sol	800000	184	8813	509
	Planeta-S	200000	180	2160	643
	Planeta-AE	200000	180	2160	643
	Anel Exterior	800000	45	2160	643

4.8.5 – Força normal máxima

A força máxima que pode ser exercida por um dente sem desgaste prematuro pode ser expressa pela expressão empírica (17):

$$F_{n\max} = \frac{1}{9,8} P_{adm} \cdot b \cdot Z \cdot M^{0,8} \cdot X_{vu} \cdot T_s \quad (17)$$

A força normal que é exercida sobre o dente é dada pela fórmula (18):

$$F_n = \frac{F_t}{\cos\phi} \quad (18)$$

Onde F_t é dada pela fórmula (19):

$$F_t = 19100 \frac{N}{M \cdot Z \cdot n} \quad (19)$$

Apresentam-se os valores, de Ft, Fn e Fn max, calculados na Tabela 4.16.

Tabela 4.16 – Resultados dos cálculos de Ft, Fn e Fn_max.

	Roda Dentada	Ft [N]	Fn [N]	Fn_max [N]
Sistema 1	Anel Exterior	5065	5391	23276
	Planeta-R	5065	5391	8648
	Planeta-S	5065	5391	6277
	Sol	5065	5391	6174
Sistema 2	Sol	3412	3631	17901
	Planeta-S	6559	6980	7070
	Planeta-AE	6559	6980	8355
	Anel Exterior	6754	7187	13874

Verifica-se que os valores de Fn_max são superiores aos da força normal a que a engrenagem está sujeita durante o funcionamento.

4.8.6 – Potência máxima transmissível

A potência máxima que é possível transmitir para a pressão específica determinada é dada pela fórmula (20):

$$N_{max} = \frac{P_{adm} \cdot M^{1,8} \cdot z \cdot b \cdot n \cdot Z \cdot y \cdot x_{vu} \cdot T_s}{19100} \quad (20)$$

Apresentam-se os valores de N_max calculados na Tabela 4.17.

Tabela 4.17 – Resultados para os cálculos de Nmax.

	Roda Dentada	N_MAX [W]
Sistema 1	Anel Exterior	354623
	Planeta-R	148698
	Planeta-S	88800
	Sol	87342
Sistema 2	Sol	358619
	Planeta-S	83185
	Planeta-AE	106034
	Anel Exterior	147215

Os valores de N_max são muito superiores aos 11250 W que atuam sobre a engrenagem.

Conclui-se que os parâmetros escolhidos para as engrenagens são suficientes para cumprir os requisitos de projeto.

4.9 - Cálculo de torção nos veios/peças sujeitas a torção pura.

O veio central do sistema encontra-se essencialmente sujeito a esforço de torção. Não foi feito o cálculo ao corte nem à flexão, por um lado porque o corte já está presente na resistência à torção e também pelo reduzido comprimento entre apoios de chumaceiras, encontram-se numa situação de sobredimensionamento para estes esforços.

Para o cálculo da torção a que o veio está sujeito utiliza-se a equação [13]:

$$\tau = \frac{T \cdot c}{J} \quad (21)$$

Onde c é o raio do veio e J é o momento polar de inércia que se obtém pela equação (22) onde c_1 é o raio interior e c_2 o raio exterior do veio [13]:

$$J = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot (c_2^4 - c_1^4) \quad (22)$$

Devido às dimensões do sistema a torção máxima em graus por metro deve ser 0,25°. No cálculo do ângulo de torção em radianos foi utilizada a fórmula [13]:

$$\phi = \frac{T \cdot L}{J \cdot G} \quad (23)$$

Para o cálculo da tensão de corte admissível foi utilizado o critério de Tresca, de onde se obtém [13]:

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_{adm}}{2} \quad (24)$$

Na Tabela 4.18 apresenta-se o resultado para o cálculo da tensão admissível com um fator de segurança de 2.

Tabela 4.18 - Propriedades do aço AISI 1045.

σ_R [Kg/mm ²]	G [Gpa]	MPa	FS	σ_{ADM} [MPa]
59	80	579	2	289

Os resultados para o cálculo das tensões máximas de corte e angulo de torção máximo estão disponíveis na Tabela 4.19.

Tabela 4.19 – Resultados do dimensionamento dos veios à torção.

Componente	B [N.m]	c1 [mm]	c2 [mm]	τ_{\max} [MPa]	ϕ [°]
Veio Central	2341	0	47,5	14	0,21
Disco de acoplamento (planetário)	7163	67,5	97,5	6	0,05
Ponta de eixo	7163	50	67,5	21	0,23
Ponta de eixo	7163	50	75	13	0,13
Veio com roda dentada do inversor	2341	50	75	4	0,04
Porta Planetas do Inversor	7163	67,5	97,5	6	0,05

Verifica-se que nenhum componente ultrapassa a tensão de corte admissível e que o limite de $0,25^\circ/\text{m}$ também é cumprido.

4.10 – Cálculo da flecha do veio central

Como se vê na Figura 4.11 o veio central tem um vão de 2445mm, decidiu-se calcular a flecha máxima para confirmar se eram necessários apoios extra de modo a não haver contato entre o veio e outros elementos do sistema. Foi utilizada a fórmula [13]:

$$|Y|_{\max} = \frac{5 \cdot p \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I} \quad (25)$$

Onde E é o módulo de elasticidade (206 GPa), I é o momento de inércia (4×10^{-6}), L é o comprimento do vão (2,445m) e o p é a carga distribuída, que nesta situação é o peso próprio (547 N/m). O valor obtido para a flecha máxima foi de 0,3mm, podendo-se concluir que não haverá contato com outras peças.

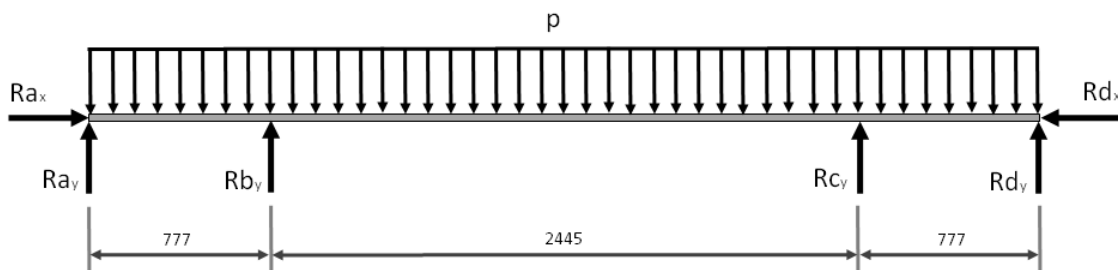


Figura 4.11 - Diagrama de corpo livre do veio.

4.11 – Cálculos das chavetas

Substituindo na fórmula (26) “A” pela área da chaveta que está sujeita à tensão de corte (27) e F pela força equivalente gerada pelo momento a que o veio está sujeito (28):

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (26)$$

$$A = b \cdot l \quad (27)$$

$$F = \frac{2 \cdot M}{d \cdot b \cdot l} \quad (28)$$

Obtém-se a expressão (29):

$$l = \frac{2 \cdot M}{d \cdot b \cdot \tau} \quad (29)$$

Em que l representa o comprimento mínimo necessário que a chaveta deve ter; M o binário a que a chaveta está sujeita; d o diâmetro; b a largura da chaveta e τ a tensão de corte admissível. Para a escolha das dimensões b e l utilizou-se as tabelas do Anexo 5 [13].

Apresenta-se o valor de τ_{adm} calculado na Tabela 4.20.

Tabela 4.20 – Resultado do cálculo de tensão de corte admissível.

σ_R [Kg/mm ²]	σ_R [MPa]	FS	σ_{ADM} [MPa]	τ_{max} [MPa]
60	589	2	294	147

Nas Figura 4.12 e Figura 4.13 mostra-se o desenho em corte com a localização de todas as ligações enchavetadas utilizados no sistema. Há alguma repetição de números pela razão de se tratarem de chavetas iguais submetidas ao mesmo esforço.

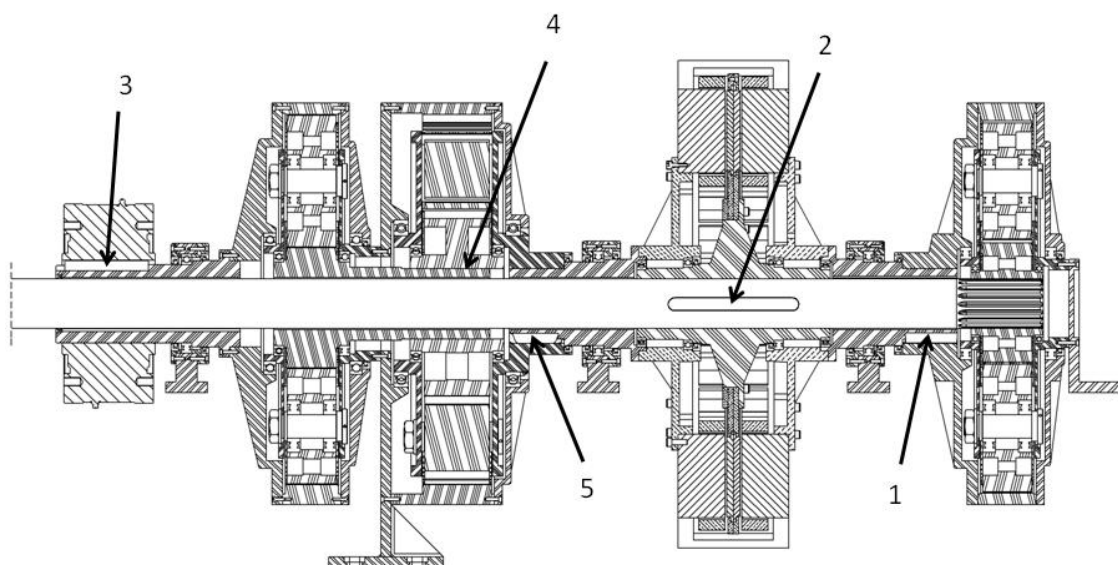


Figura 4.12 - Localização das chavetas no lado do movimento anti-horário.

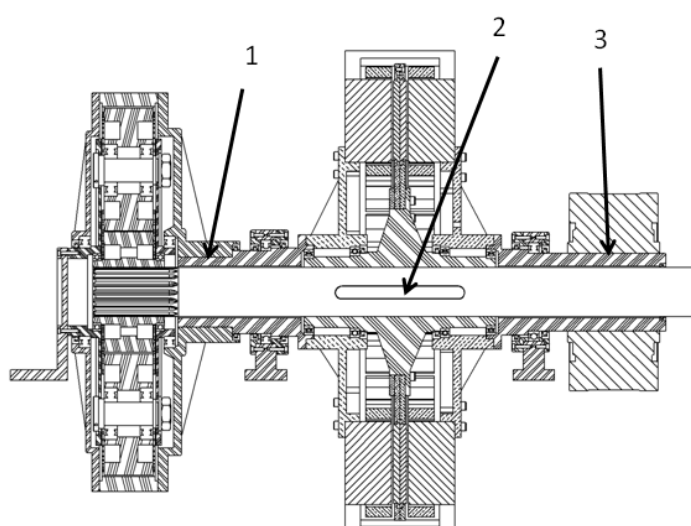


Figura 4.13 - Localização das chavetas no lado do movimento horário.

Na Tabela 4.21 encontram-se os resultados para os cálculos das chavetas.

Tabela 4.21 - Resultados dos cálculos das chavetas.

Chaveta	M [Nm]	d [mm]	b [mm]	τ [Mpa]	l_{\min} [mm]	l_{real} [mm]
1	7162	135	36	147	20	100
2	3581	95	25	147	21	250
3	7162	150	36	147	18	160
4	2340	135	36	147	7	125
5	7162	135	36	147	20	100

Verifica-se que os tamanhos escolhidos para o comprimento das chavetas são superiores ao comprimento mínimo determinado.

4.12 - Cálculos dos rolamentos

Nas figuras Figura 4.13 e Figura 4.14 mostra-se o desenho em corte com a localização de todos os rolamentos utilizados no sistema. Há alguma repetição de números pela razão de se tratarem de rolamentos exatamente iguais também por estarem submetidos exatamente às mesmas exigências de funcionamento.

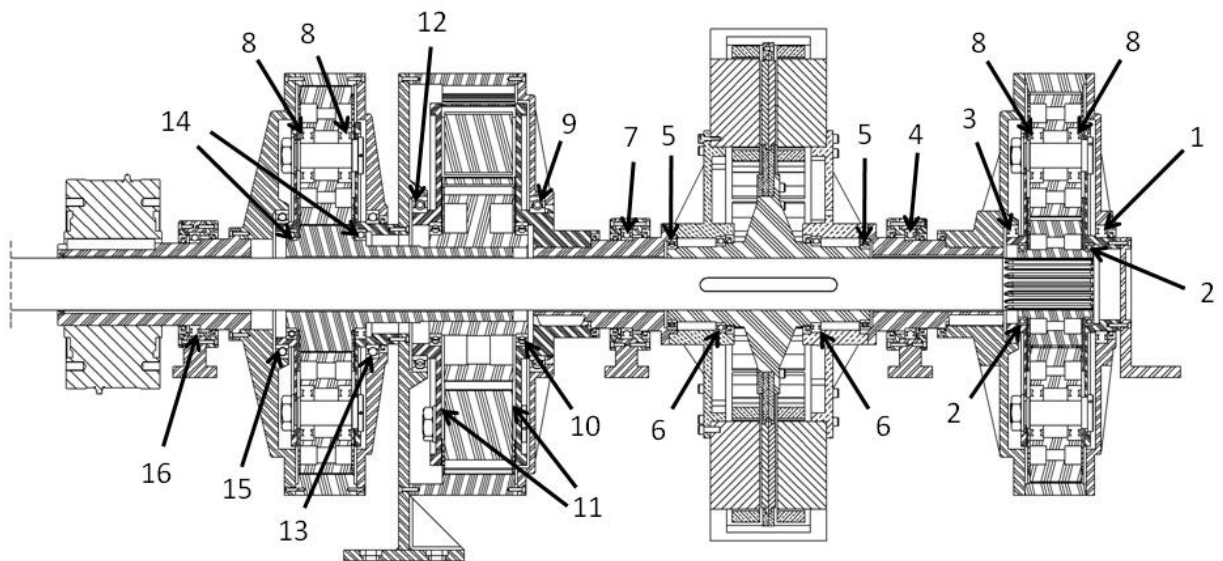


Figura 4.14 - Localização dos rolamentos no lado do movimento anti-horário.

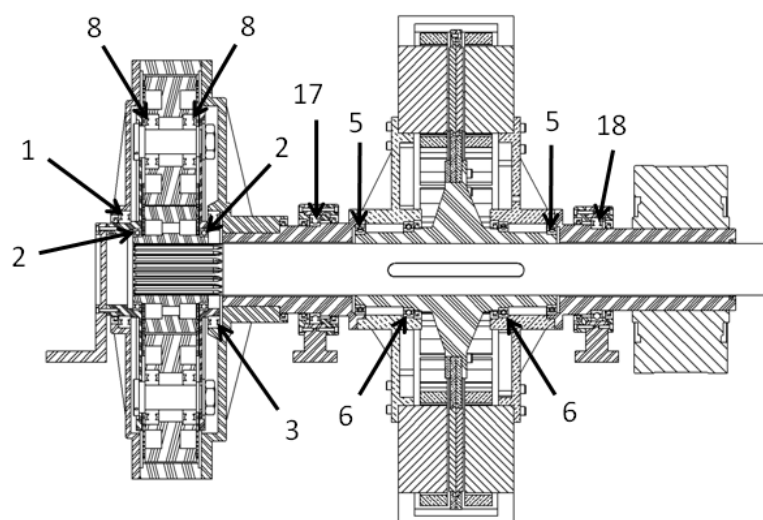


Figura 4.15 - Localização dos rolamentos no lado do movimento horário.

Os 18 rolamentos foram dimensionados e selecionados seguindo as regras e critérios definidos no catálogo geral da SKF. Serão explicados os cálculos intermédios efetuados, os valores obtidos nesses cálculos estão disponíveis no Anexo 4.

Primeiro deve-se calcular o diâmetro médio do rolamento, com recurso a esse valor consegue-se ler no diagrama (a) da Figura 4.16 a viscosidade nominal mínima v_1 necessária para proporcionar lubrificação adequada na temperatura operacional.

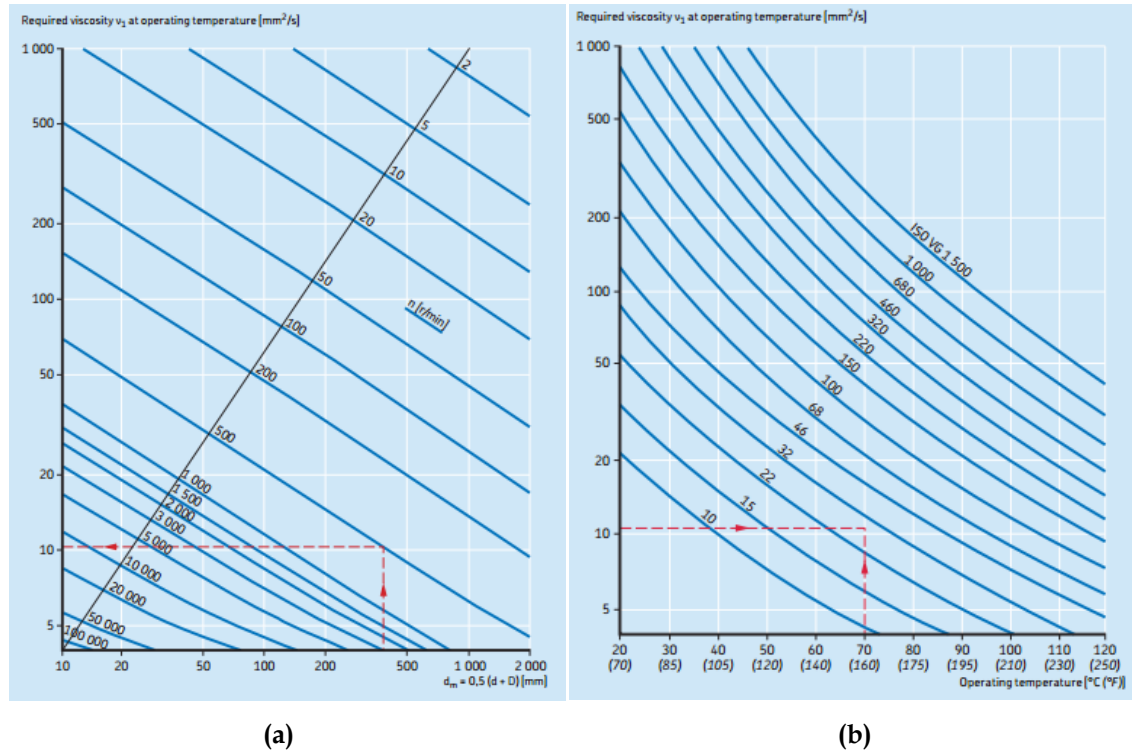


Figura 4.16 – Diagramas para se calcular as viscosidades necessárias na temperatura operacional: a) v_1 ; b) v [14].

Após obtenção do valor de v_1 vai-se buscar o valor de v ao diagrama (b) da Figura 4.16. Como não se tem dados sobre a temperatura a que os rolamentos vão funcionar presumiu-se uma temperatura de funcionamento de 70°C. Tendo os valores de v_1 e v calcula-se o coeficiente k através da fórmula:

$$k = \frac{v}{v_1} \quad (30)$$

O método de cálculo da SKF tem em consideração a influência dos elementos contaminantes no processo de fadiga do rolamento (η_c). Uma vez que o protótipo ainda não foi construído não há dados sobre o tipo de contaminação que ocorre. No entanto tendo em conta que o sistema mecânico se encontra dentro de uma cápsula estanque, e sendo o circuito de óleo que percorre os rolamentos também estanque assume-se uma condição de limpeza normal (Figura 4.17).

Guideline values for factor η_c for different levels of contamination		
Conditions	Factor η_c ¹⁾ for bearings with mean diameter $d_m < 100$ mm $d_m \geq 100$ mm	
Extreme cleanliness <ul style="list-style-type: none"> particle size approximately the same as the lubricant film thickness laboratory conditions 	1	1
High cleanliness <ul style="list-style-type: none"> oil filtered through an extremely fine filter typical conditions: sealed bearings that are greased for life 	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
Normal cleanliness <ul style="list-style-type: none"> oil filtered through a fine filter typical conditions: shielded bearings that are greased for life 	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
Slight contamination <ul style="list-style-type: none"> typical conditions: bearings without integral seals, coarse filtering, wear particles and slight ingress of contaminants 	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
Typical contamination <ul style="list-style-type: none"> conditions typical of bearings without integral seals, coarse filtering, wear particles and ingress from surroundings 	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
Severe contamination <ul style="list-style-type: none"> typical conditions: high levels of contamination due to excessive wear and/or ineffective seals bearing arrangement with ineffective or damaged seals 	0,1 ... 0	0,1 ... 0
contamination <ul style="list-style-type: none"> typical conditions: contamination levels so severe that values of η_c are outside the scale, which significantly reduces the bearing life 	0	0

Figura 4.17 – Cálculo do valor do coeficiente η_c [14].

A maior parte dos rolamentos analisados neste trabalho encontram-se numa situação de apoio híper-estático impossibilitando o cálculo da carga real (P) a que o rolamento está sujeito. Através do software de modelação 3D SolidWorks®, foi calculada a massa de cada componente de todo o sistema e dividida pelos vários rolamentos tendo em conta o número de componentes que cada um suporta. Para compensar o erro de este modo de cálculo foi atribuído um fator de segurança de 1,5.

O valor de P_u encontra-se tabelado para cada rolamento no catálogo SKF.

Tendo calculado os valores de k , e de $\eta_c \cdot (P_u/P)$ retira-se o valor de a_{skf} através do diagrama da Figura 4.18.

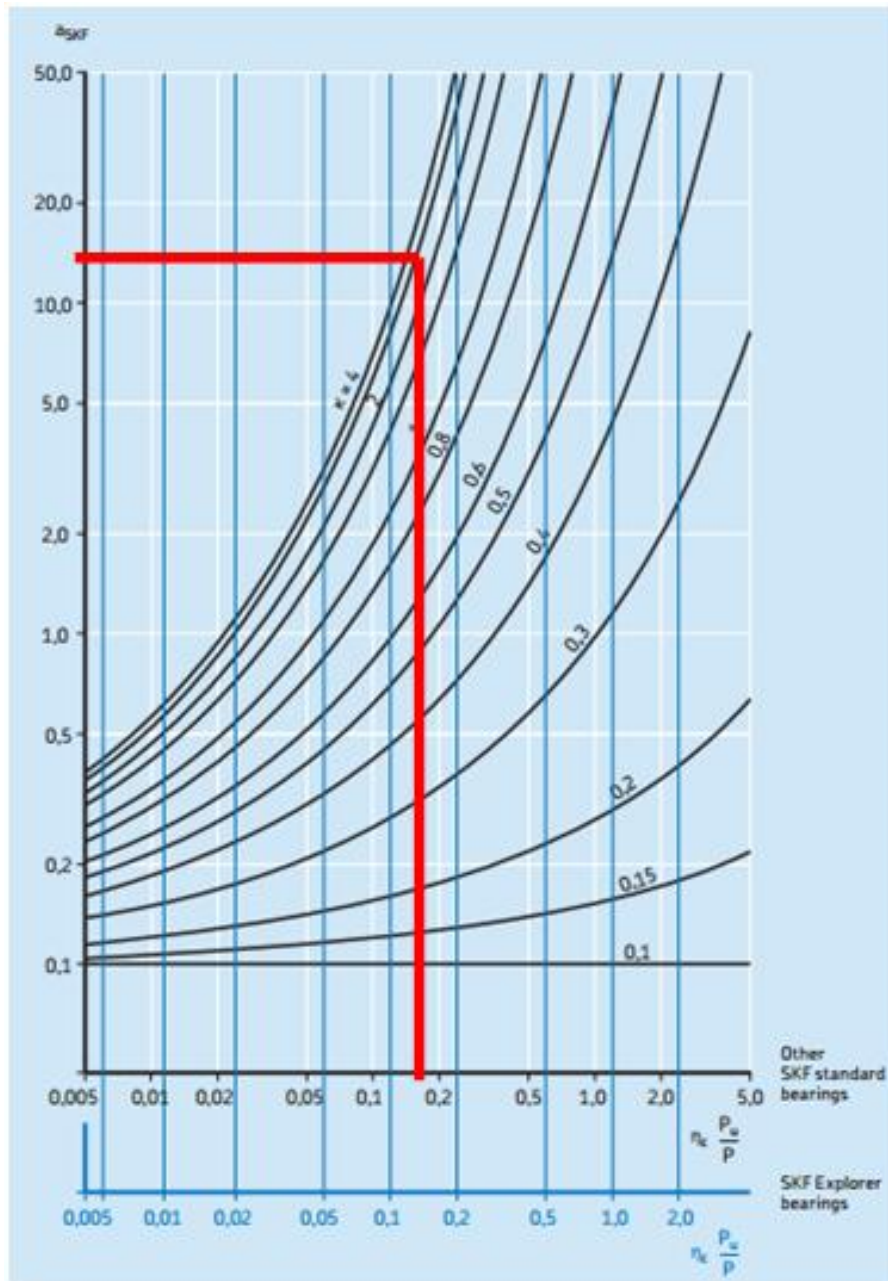


Figura 4.18 – Diagrama para se calcular o valor do coeficiente a_{skf} [14].

Após os primeiros cálculos verificou-se que a geometria do sistema obrigou à utilização de rolamentos de dimensões consideráveis. Isto resultou num elevado sobre-dimensionamento dos mesmos, como consequência é possível garantir uma confiabilidade de 99% (Figura 4.19).

Values for life adjustment factor a_1			
Reliability	Failure probability	SKF rating life	Factor
	n	L_{nm}	a_1
%	%	million revolutions	–
90	10	L_{10m}	1
95	5	L_{5m}	0,64
96	4	L_{4m}	0,55
97	3	L_{3m}	0,47
98	2	L_{2m}	0,37
99	1	L_{1m}	0,25

Figura 4.19 – Diagrama para encontrar o parâmetro a_1 [14].

A expressão de cálculo (31) permite calcular L_{nm} que é a vida nominal calculada segundo o método da SKF em milhões de rotações,

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{skf} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (31)$$

Onde $p=3$ para rolamentos de esferas, C a capacidade de carga dinâmica como se lê no catálogo de rolamentos, P a carga dinâmica equivalente do rolamento e a_1 ; a_{skf} ; foram sendo sucessivamente escolhidos com recurso às tabelas representadas no Anexo 4, tal como já anteriormente referido.

Após os cálculos encontraram-se finalmente o número total de rotações que cada rolamento consegue atingir (vida nominal calculada), para cada um dos 18 tipos de rolamentos, comparando estes valores com o número real de rotações de horas previsto para cada rolamento no seu tempo de vida útil real, determinado numa conta simples que é que o da velocidade de rotação vezes o tempo de trabalho.

Os cálculos, pelo seu complexo encadeamento, efetuaram-se numa folha de cálculo que se apresenta em 3 tabelas no Anexo 4, resumindo-se como resultado final na Tabela 4.22. Como se pode ver, os rolamentos escolhidos superam largamente as necessidades reais para o seu tempo de vida.

Tabela 4.22 – Resultados dos cálculos de vida útil dos rolamentos.

Numero	Designação	Vida nominal calculada	Número de rotações efetivo no ciclo de vida
1	61834	1080000	720
2	61824	14433582	2203
3	61834	2056166	720
4	16032	16991	720
5	61826	1845439	2923
6	61828	2043006	2923
7	16032	12514	720
8	6309	1061466429	2138
9	61852	16191231	720
10	61836	23263238	2160
11	6309	2220754	2160
12	61852	2497909	720
13	61844	1541218	720
14	61832	367724244	2203
15	61844	5468651	720
16	61830	18440	720
17	16032	16991	648
18	61830	1625	720

4.13 – Escolha das rodas livres

Decidiu-se utilizar rodas livres da marca Renold. Os principais parâmetros a ter em conta são a potência transmitida e o diâmetro interior. Para o cálculo do binário utiliza-se a fórmula presente no catálogo Renold [15]:

$$Binário = \frac{KW \cdot 9550}{RPM} [N.m] \quad (32)$$

Onde o valor de KW é igual a 45, e RPM igual a 60. Daqui se obtém um binário de 7163 Nm. O cálculo do binário equivalente obtém-se após multiplicar o valor obtido para o binário pelo fator F_B dado pela Tabela 4.23.

Tabela 4.23 – Fator de serviço F_B [15].

PRIME MOVER	Driven Machine Classification		
	Steady	Medium	Heavy
AC Motor, Air Motor Steam Turbine	1.25	1.5	2.5
Multi Cylinder IC Engine	1.75	Consult Renold	Consult Renold
Single Cylinder IC Engine, Diesel Engine	Consult Renold	Consult Renold	Consult Renold

Como na tabela não está especificado o movimento equivalente ao gerado pelas ondas tomou-se uma abordagem conservativa utilizando o coeficiente mais alto, neste caso de 2,5, resultando num binário equivalente de 17907 Nm.

Através de modelação em SolidWorks® sabe-se que o diâmetro interno da roda livre tem de ser 150mm. O modelo com diâmetro mais pequeno que cumpre esse requisito é o SO 1000 (Tabela 4.24). Verifica-se que o binário suportado pela roda livre SO 1000 é de 33900 Nm, que é superior ao binário equivalente calculado anteriormente. Deste modo utilizou-se a roda livre Renold, modelo SO 1000.

Tabela 4.24 – Tabela do catálogo Renold [15].

SO or SX Sprag Clutch Reference	Torque Capacity Nm lb ft	Maximum Over Running Speed				Max Bore mm in	Resistance After Run-in Nm lb ft
		Lip Seal - Inner Race rpm	Oil Lube Outer Race rpm	Labyrinth Seal - Grease Inner Race rpm	Outer Race rpm		
750	9660 7120	1000	650	1800	650	80 3.250*	5.08 3.75
800	17940 13223	850	525	1500	525	110 4.250	7.12 5.25
900	24400* 18000*	700	500	1350	500	130 5.437*	8.47 6.25
1000	33900 24987	500	375	1100	375	160 6.438	13.56 10.00

4.14 – Refrigeração e lubrificação dos sistemas mecânicos.

Devido às condições de funcionamento do sistema, isto é, num ambiente fechado e sem refrigeração, não ocorre dissipação de energia libertada devido a atritos e outros fenómenos dissipativos. Portanto haverá um aquecimento dos componentes mecânicos que põe em causa o bom funcionamento do sistema. Por outro lado os rolamentos precisam de lubrificação para funcionar corretamente.

Foi analisada a hipótese de instalação de um circuito de óleo para arrefecer os vários componentes utilizando um radiador em contato com a água exterior. O óleo a ser utilizado seria o ISO VG 320, pois foi o calculado para os rolamentos. No entanto verificaram-se dificuldades na aplicação desta solução. Na Figura 4.20 está esquematizado o percurso que o óleo faria dentro do sistema. A entrada de óleo pode ser efetuada pelas extremidades no entanto devido à geometria dos vários componentes não é possível fazer a extração do óleo no lado oposto à entrada. O corpo dos componentes da parte interior (perto das rodas livres) gira impossibilitando a instalação de um sistema de extração do óleo.

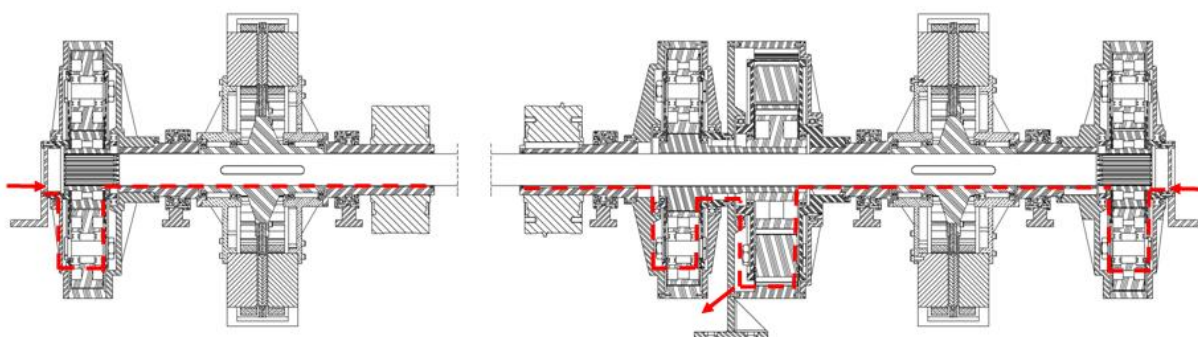


Figura 4.20 - Percurso do óleo dentro do sistema.

Não se conseguiu neste trabalho encontrar uma solução para este problema.

5 – DESENHOS 3D DE CONJUNTO

Os desenhos técnicos foram feitos no Software de modelação 3D SolidWorks®.

A modelação foi feita como prova de conceito. Portanto embora cumpra os requisitos definidos no dimensionamento das várias peças não foram tidos em conta requisitos para fabrico das peças como os raios de concordância, ângulo de saída de peças de fundição e afins.

No sentido de melhor dar a conhecer os detalhes de configuração das diferentes peças e a precisão com que se ajustam umas às outras para confluírem no objetivo comum que é o bom funcionamento do sistema, mostram-se nesta capítulo alguns dos desenho de conjunto mais significativos, incluindo cortes para as zonas escondidas (Figura 5.1; Figura 5.2; Figura 5.3; Figura 5.4; Figura 5.5; Figura 5.6 e Figura 5.7). No Anexo 6 estão disponíveis os desenhos técnicos de conjunto e de pormenor dos elementos principais do sistema.

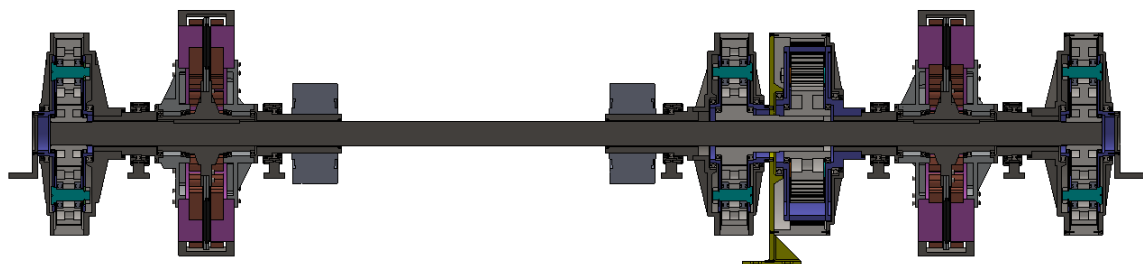


Figura 5.1– Vista de conjunto em corte no plano central.

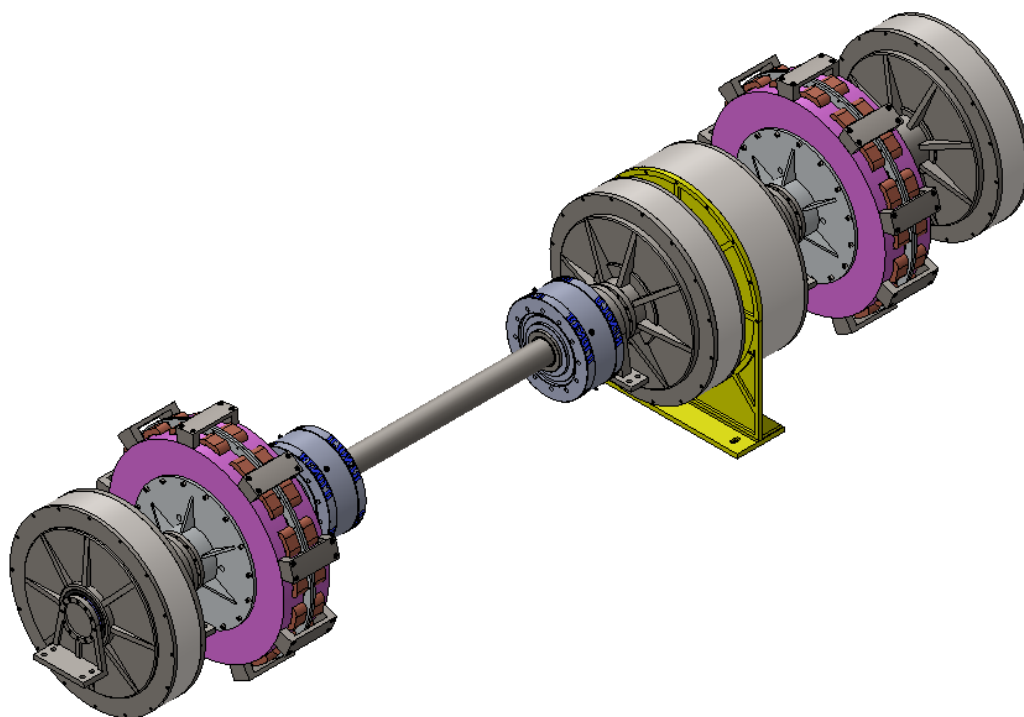


Figura 5.2 – Vista de conjunto exterior.

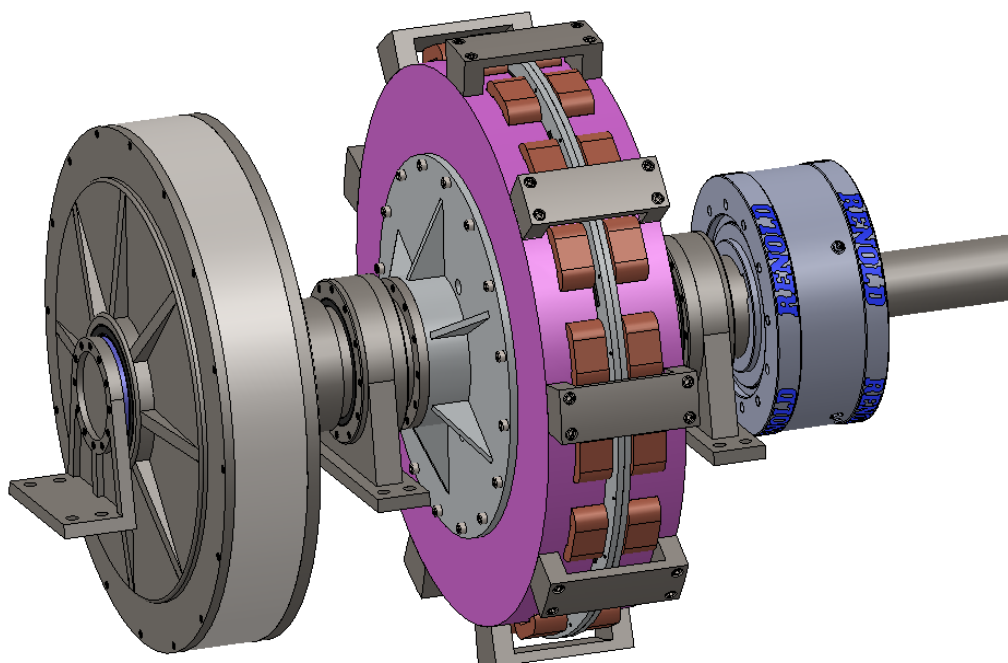


Figura 5.3 – Vista de perspectiva do lado do gerador 1.

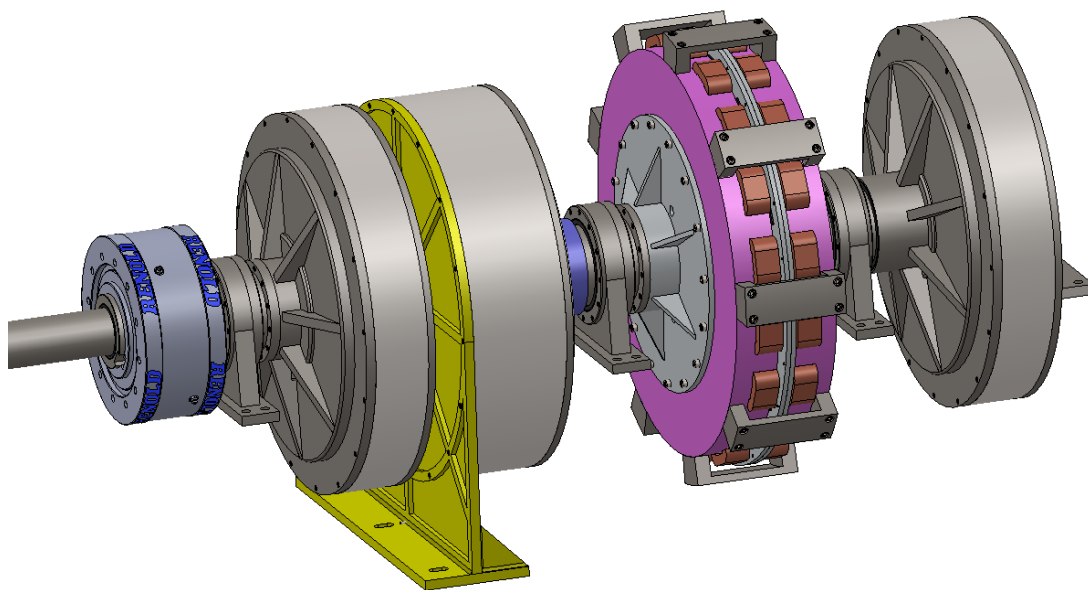


Figura 5.4- Vista perspectiva do lado do gerador 2.

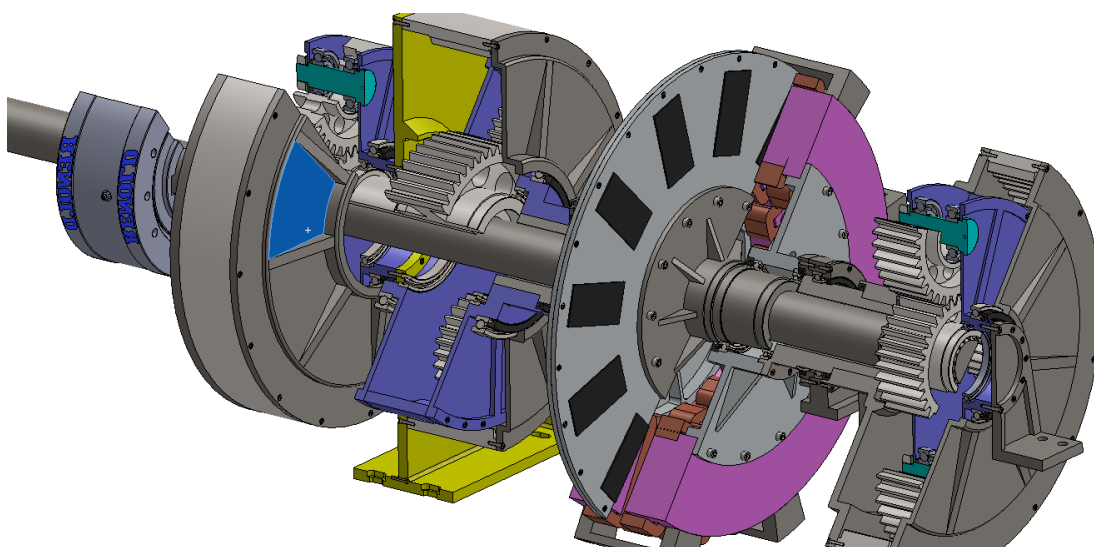


Figura 5.5 - Vista com cortes do sistema do lado do gerador 2.

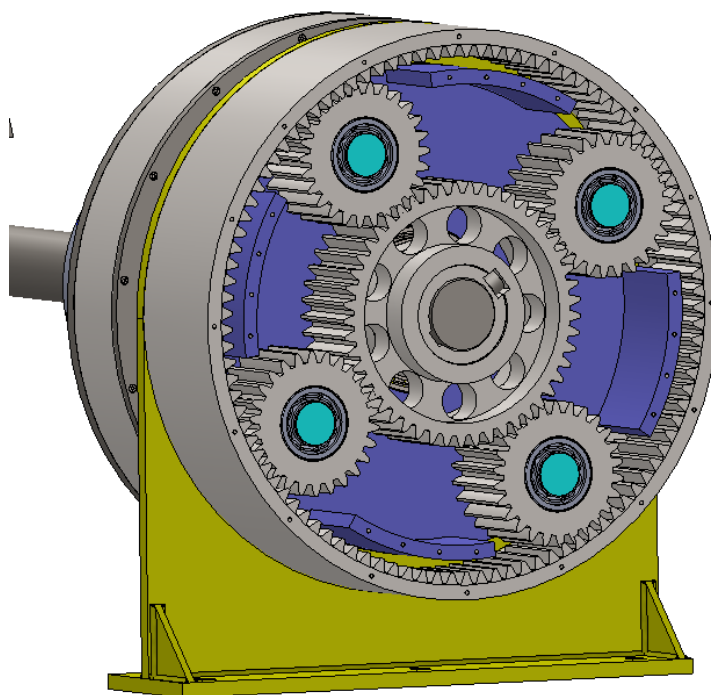


Figura 5.6 - Vista do interior da caixa da engrenagem planetária (sistema 2).

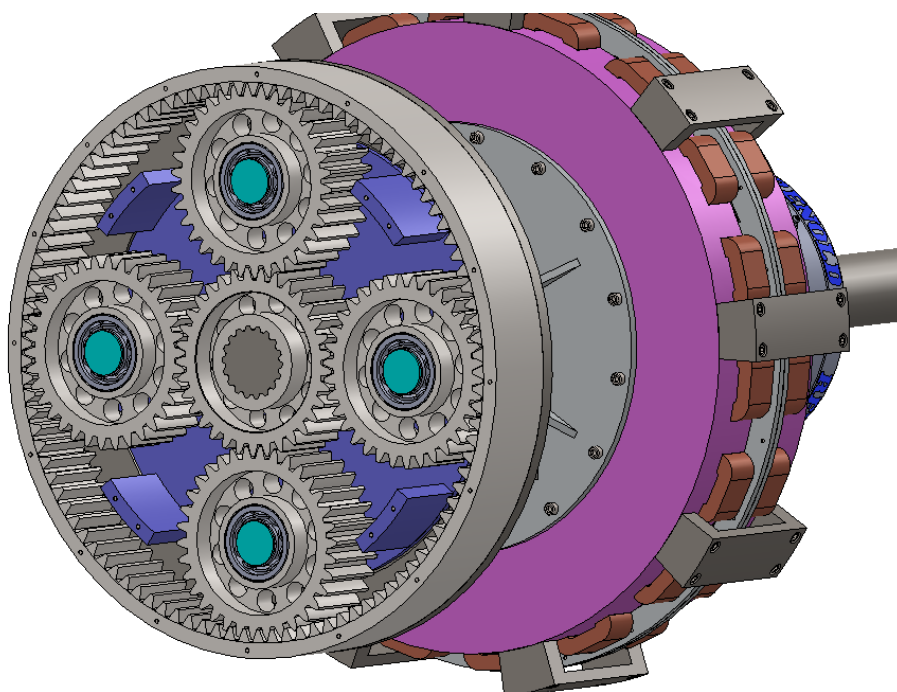


Figura 5.7 - Vista do interior da caixa da engrenagem planetária (sistema 1).

6 – CONCLUSÕES E DESENVOLVIMENTOS FUTUROS

6.1 – Introdução

Neste capítulo são destacados os resultados finais encontrados para dar resposta às exigências do projeto e cumprimento das especificações definidas no ponto de partida. Pelo carácter inovador e exploratório desta nova tecnologia não foi possível estudar todos os componentes necessários para o funcionamento real, tais como o invólucro do sistema mecânico (carcaça), a massa dos maciços de fixação ao fundo do mar, as amarras de ligação dos maciços à carcaça, o flutuador e o cabo principal gerador do movimento.

6.2 – Conclusões

Com base no dimensionamento dos componentes do sistema de produção de energia das ondas o sistema foi modelado em 3D com o software SolidWorks®, com o detalhe e dimensões suficientes para se passar à fase de fabrico, cálculos dos pesos, análise da montagem, etc. Este software permite validar o funcionamento em movimento dos diferentes componentes.

Os dados agora fornecidos, a solução conceptual dos mecanismos e os desenhos de pormenor dos principais componentes constituem já uma forte contribuição para a outras fases de desenvolvimento do projeto global.

As imposições dos requisitos de projeto para que o sistema funcione submerso durante 20 anos sem manutenção resultaram numa solução com engrenagens de dimensões e peso consideráveis que poderão por em causa a viabilidade do projeto, tendo o sistema mecânico uma largura de aproximadamente 4 metros e uma massa a rondar as 3 toneladas.

Inicialmente optou-se por colocar um gerador de cada lado por uma questão de equilíbrio mecânico, no entanto após o dimensionamento verifica-se que o inversor tem dimensão e peso consideráveis provocando uma grande assimetria no conjunto.

A lubrificação e arrefecimento dos principais componentes também mostrou ser um desafio pois devido à geometria dos componentes e o fato de quase todos se encontrarem em rotação, dificulta a injeção/extração do óleo não se tendo conseguido chegar a uma solução para este problema.

6.3 - Sugestões para desenvolvimentos futuros

Para completar este estudo e poder passar à fase de realização prática, seja, a construção de um protótipo experimental, identificaram-se alguns aspetos que merecem ainda uma profunda reflexão, como sejam:

- Reordenar a posição dos componentes, a saber, trocar a posição do inversor comum dos geradores no sentido de permitir um melhor equilíbrio de pesos.
- Estudo de soluções de estanquidade da cápsula para completa proteção dos mecanismos contra possíveis entradas de água;
- Escolha do material da caixa de engrenagens, assim como o tipo de acabamento superficial anti corrosão e anti incrustação biológica;
- Ponderar a possibilidade de utilização de um sistema inversor alternativo ao descrito, diminuindo o número de componentes das engrenagens e assim reduzindo peso e atritos.
- Construção de geradores com as características necessárias, conforme especificação considerada.


7 – REFERÊNCIAS BIBLIOGRAFICAS

- [1] Energia Mare motriz, [Online] Disponível em :<http://ifbaer.blogspot.pt/p/energia-maremotriz.html> (acedido em 23 Set 2015).
- [2] GUNN, K; Stock-Williams, C. - Quantifying the global wave power resource. *Renewable Energy*, nº44 (2012) p. 296-304.
- [3] Wave Energy Centre (CRES). Potencial e Estratégia de desenvolvimento da energia das ondas em Portugal. Disponível em:
<http://www.eurec.be/en/Network/CRES-Centre-of-Renewable-Energy-Sources/> (acedido em 23 Set 2015).
- [4] Uma nova alternativa, “Tapchan”, [Online] Disponível em:
<http://umanovaalternativa.com.sapo.pt/Tapchan.html> (acedido em 18 Jan 2016)
- [5] KOFOED J. P.; Frigaard P.; Friis-Madsen E.; Sørensen H. - Prototype testing of the wave energy converter wave dragon. *Renewable Energy*, nº31 (2006) p. 181-189.
- [6] EFACEC, “Central de Ondas Porto Cachorro, Ilha do Pico”, [Online] Disponível em: http://www.efacec.pt/PresentationLayer/efacec_projecto_00.aspx?projectoid=144 (acedido em 18 Jan 2016)
- [7] WEPTOS, “Innovating in Wave Energy”, [Online] Disponível em:
<http://www.weptos.com/technology/> (acedido em 18 Jan 2016)

- [8] EXPO21XX, "RENEWABLE ENERGY 21XX", [Online] Disponível em:
http://www.expo21xx.com/renewable_energy/19446_st3_wave_power/default.htm (acedido em 18 Jan 2016)
- [9] Union of Concerned Scientists "How Hydrokinetic Energy Works ", [Online]
Disponível em: http://www.ucsusa.org/clean_energy/our-energy-choices/renewable-energy/how-hydrokinetic-energy-works.html (acedido em 18 Jan 2016)
- [10] RAMADA, "Catálogo online de aços Ramada", [Online] Disponível em:
<http://www.ramada.pt/index.php?cat=15> (acedido em 23 Set 2015)
- [11] HENRIOT, G. - Manual pratico de engranajes. Marcombo: Barcelona, 1967.
- [12] BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. - Shigley's Mechanical Engineering Design. 9.^a
Edição. New York: McGraw-Hill, 2011. ISBN 978-0-07-352928-8
- [13] .BEER, F. P.; JOHNSTON, E. R.; DeWOLF, J. T. - Mecânica dos Materiais. 3.^a
Edição. Lisboa: McGraw-Hill, 2003. ISBN: 972-773-145-7
- [14] SKF - Rolling bearings. SKF Group, 2012.
- [15] RENOLD -Freewheels: Sprag and Trapped Roller Clutches, 2010.

ANEXOS

Anexo 1 - Características do aço de cementação 18CrNiMo7-6

Quality		18CrNiMo7-6						TECHNICAL CARD GRUPPO LUCEFIN REVISION 2013 ALL RIGHTS RESERVED		 LUCEFIN Lovin'Steel					
According to standards		EN 10084: 2008													
Number		1.6587													
Chemical composition															
C%	Si% max	Mn%	P% max	S% max	Cr%	Mo%	Ni%	Product deviations are allowed							
0,15-0,21	0,40	0,50-0,90	0,025	0,035	1,50-1,80	0,25-0,35	1,40-1,70								
± 0.02	+ 0.03	± 0.04	+ 0.005	+ 0.005	± 0.05	± 0.03	± 0.05								
Temperature °C															
Hot-forming	Normalizing +N	Core hardening	Carburizing		Hardening carburiz. surface	Tempering +T	Annealing +FP								
1150-900	860-925 air	830-870 oil or polymer	900-950 (HRC 60-63)		780-820 oil or polymer	150-200 air	900-1000 (HB 159-207)								
Soft annealing +A	Isothermal annealing +I	Spheroidized annealed +AC	End quench hardenability test	Pre-heating welding		Stress-relieving after welding									
				welding must be carried out on the annealed state and before carburizing											
660-700 air (HB max 229)	850-900 furnace cooling to 610 then air (HB 140-210)	1000-1100 furnace cooling to 650 then air (HB max 180)	860 water	250-350 Ac1		Ac3	furnace cooling MS * core ** carburizing surface								
				745		825	400* 170**								
Mechanical properties															
Mechanical properties for hot-formed products according to Stalschlüssel 2010 standard, after hardening 850 °C oil + stress-relieving at 200°C															
size mm		Testing at room temperature (longitudinal)					Lucefin experience quenching 850 °C water, tempering 200 °C air								
		R min	Rp 0.2	A%	Kcu	HB									
from	to	N/mm ²	N/mm ² min.	min.	J min.	min									
	16	1200				359									
16	40	1100				331									
40	100	900				271									
18CrNiMo7-6 1.6587 Stalschlüssel 2010. Material: casehardened, quenched and tempered															
size mm		R	Rp 0.2	A%	C%	Kv	HB								
from	to	N/mm ²	N/mm ² min	min	min	J min									
	11	1180-1420	835	7	30	44	354-406								
12	30	1080-1320	785	8	35	44	327-384								
31	63	980-1270	685	8	35		295-373								
EN 10084: 2008 Jominy test HRC															
mm distance from quenched end															
mm	1.5	3	5	7	9	11	13	15	20	25	30	35	40	45	grades
min	40	40	39	38	37	36	35	34	32	31	30	29	29		H = normal
max	48	48	48	48	47	47	46	46	44	43	42	41	41		
min	43	43	42	41	40	40	39	38	36	35	34	33	33		HH restricted scatter bands
max	48	48	48	48	47	47	46	46	44	43	42	41	41		
min	40	40	39	38	37	36	35	34	32	31	30	29	29		HL restricted scatter bands
max	45	45	45	45	44	43	42	42	40	39	38	37	37		

TECHNICAL CARD
GRUPPO LUCEFIN
REVISION 2013
ALL RIGHTS RESERVED

GRUPPO
LUCEFIN
Lovin' Steel

Anexo 2 - Características do aço de construção ao carbono

CLASSE	FAMÍLIA	MARCA	PERFIS DISPONÍVEIS	DUREZA (HB max.)	Rm (Kg/mm²)	Rp 0,2 (Kg/mm²)	A% (L ₀ = 5)
Veios Cavilhão Chavetas	0 413	R 4	Ø		≥ 59	≥ 33	≥ 4
	0 415	F 10 (d)	Ø □ ▤ Ch.	207 ★	≥ 59	≥ 33	≥ 4
	0 416	F 10 N	Ø		≥ 57	≥ 28	≥ 14
	0 418	RK 418 (a)	Ø	≥ 850 HV 0,1	≥ 51	≥ 28	≥ 14
	0 442	RK 442 (a)	Ø		≥ 50 ★	≥ 34 ★	≥ 18 ★
	0 445	RK 445	Ø		≥ 58 ★	≥ 48 ★	≥ 15 ★
	0 489	St 52	Ø □ ▤ Ch.		≥ 43	≥ 25	≥ 17
	2 415	C 1	Ø □		≥ 36	≥ 22	≥ 8
	2 425	C 3			≥ 60	≥ 30	≥ 5
	2 652	C 4	Ø □		≥ 59	≥ 33	≥ 5
AÇOS DE CONSTRUÇÃO [CARBONO]							



CLASSE	FAMÍLIA	MARCA	PERFIS DISPONÍVEIS	DUREZA (HB max.)	Rm (Kg/mm²)	Rp 0,2 (Kg/mm²)	A% (L ₀ = 5)
Espaçador	2 510	SUPER C 1	Ø □		≥ 39	≥ 25	≥ 6
	2 524	SUPER Pb	Ø □ SEXT.		≥ 39	≥ 25	≥ 6

CLASSE	FAMÍLIA	MARCA	PERFIS DISPONÍVEIS	DUREZA (HB max.)	Rm (Kg/mm²)	Rp 0,2 (Kg/mm²)	A% (L ₀ = 5)
Ferro Fundido	0 450	GG25	Ø □ ▤	260 ★			
	0 451	GGG40	Ø □ ▤	200 ★	≥ 40	≥ 25	≥ 12

Anexo 3 – Características do alumínio 2024-T4.

Key Words: Aluminium 2024-T351; AA2024-T351, Aluminium 2024-T4; UNS A92024; ISO AlCu4Mg1; NF A-U4G1 (France); DIN AlCuMg2; AA2024-T4, ASME SB211; CSA CG42 (Canada)

Vendors: No vendors are listed for this material. Please [click here](#) if you are a supplier and would like information on how to add your listing to this material.

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	2.78 g/cc	0.100 lb/in³	AA; Typical
Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Hardness, Brinell	120	120	AA; Typical; 500 g load; 10 mm ball
Hardness, Knoop	150	150	Converted from Brinell Hardness Value
Hardness, Rockwell A	46.8	46.8	Converted from Brinell Hardness Value
Hardness, Rockwell B	75	75	Converted from Brinell Hardness Value
Hardness, Vickers	137	137	Converted from Brinell Hardness Value
Tensile Strength, Ultimate	>= 395 MPa	>= 57300 psi	Wire, rod, bar and shapes (extruded); T42
	>= 425 MPa	>= 61600 psi	Wire, rod, and bar (rolled or cold finished); T42
	>= 425 MPa	>= 61600 psi	Wire, rod, and bar (rolled or cold finished); T351
	>= 425 MPa	>= 61600 psi	Coiled sheet
	>= 425 MPa	>= 61600 psi	Rivet and cold-heading wire and rod
	>= 440 MPa	>= 63800 psi	Drawn tube; T42
	469 MPa	68000 psi	AA; Typical
	>= 495 MPa	>= 71800 psi	Extruded tube; T42
	34.0 MPa	4930 psi	
	@Temperature 371 °C	@Temperature 700 °F	
	52.0 MPa	7540 psi	
	@Temperature 316 °C	@Temperature 601 °F	
	76.0 MPa	11000 psi	
	@Temperature 260 °C	@Temperature 500 °F	
	179 MPa	26000 psi	
	@Temperature 204 °C	@Temperature 399 °F	
	310 MPa	45000 psi	
	@Temperature 149 °C	@Temperature 300 °F	
	434 MPa	62900 psi	
	@Temperature 100 °C	@Temperature 212 °F	
	469 MPa	68000 psi	
	@Temperature 24.0 °C	@Temperature 75.2 °F	
	476 MPa	69000 psi	
	@Temperature -28.0 °C	@Temperature -18.4 °F	
	490 MPa	71100 psi	
	@Temperature -50.0 °C	@Temperature -112 °F	
	579 MPa	84000 psi	
	@Temperature -196 °C	@Temperature -321 °F	
	>= 395 MPa	>= 57300 psi	Plate; T351
	@Thickness 76.23 - 102 mm	@Thickness 3.001 - 4.00 in	
	>= 400 MPa	>= 58000 psi	Sheet and plate; T42
	@Thickness 50.83 - 76.2 mm	@Thickness 2.001 - 3.00 in	
	>= 415 MPa	>= 60200 psi	Plate; T351
	@Thickness 50.83 - 76.2 mm	@Thickness 2.001 - 3.00 in	
	>= 415 MPa	>= 60200 psi	Sheet and plate; T42
	@Thickness 25.43 - 50.8 mm	@Thickness 1.001 - 2.00 in	
	>= 420 MPa	>= 60900 psi	Sheet and plate; T42
	@Thickness 12.7 - 25.4 mm	@Thickness 0.500 - 1.00 in	
	>= 425 MPa	>= 61600 psi	Sheet and plate; T42
	@Thickness 0.254 - 12.7 mm	@Thickness 0.0100 - 0.499 in	
	>= 425 MPa	>= 61600 psi	Plate; T351

Anexo 4 -Tabelas auxiliares de cálculo para a vida nominal dos rolamentos

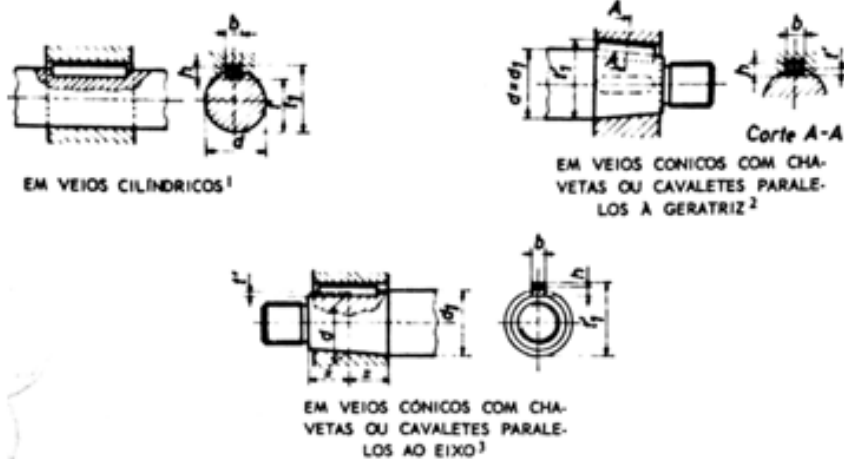
Número	Designação	dm	v ₁	v	k
1	61834	192,5	93	320	3,4
2	61824	135	44	320	7,3
3	61834	192,5	93	320	3,4
4	16032	200	93	320	3,4
5	61826	147,5	32	320	10,0
6	61828	157,5	31	320	10,3
7	16032	200	93	320	3,4
8	6309	72,5	64	320	5,0
9	61852	290	75	320	4,3
10	61836	202,5	38	320	8,4
11	6309	72,5	64	320	5,0
12	61852	290	75	320	4,3
13	61844	245	81	320	4,0
14	61832	180	39	320	8,2
15	61844	245	81	320	4,0
16	61830	170	100	320	3,2
17	16032	200	93	320	3,4
18	61830	170	100	320	3,2

Número	Designação	P [kg]	FS	P [kN]	$\eta c^*(P_u/P)$
1	61834	95	1,5	1,4	1,030
2	61824	18,85	1,5	0,3	2,790
3	61834	76,65	1,5	1,1	1,277
4	16032	561,9	1,5	8,3	0,236
5	61826	48,475	1,5	0,7	1,346
6	61828	48,475	1,5	0,7	1,396
7	16032	588,5	1,5	8,7	0,225
8	6309	8,55	1,5	0,1	5,325
9	61852	69,2	1,5	1,0	2,357
10	61836	34,475	1,5	0,5	2,898
11	6309	66,85	1,5	1,0	0,681
12	61852	129,025	1,5	1,9	1,264
13	61844	106,5	1,5	1,6	1,149
14	61832	10,875	1,5	0,2	7,499
15	61844	69,825	1,5	1,0	1,752
16	61830	291,325	1,5	4,3	0,274
17	16032	561,9	1,5	8,3	0,236
18	61830	447,75	1,5	6,6	0,178

Numero	Designação	a_1	a_{skf}	Vida nominal calculada	Número de rotações efetivo no ciclo de vida
1	61834	0,25	50	1080000	720
2	61824	0,25	50	14433582	2203
3	61834	0,25	50	2056166	720
4	16032	0,25	39	16991	720
5	61826	0,25	50	1845439	2923
6	61828	0,25	50	2043006	2923
7	16032	0,25	33	12514	720
8	6309	0,25	50	1061466429	2138
9	61852	0,25	50	16191231	720
10	61836	0,25	50	23263238	2160
11	6309	0,25	50	2220754	2160
12	61852	0,25	50	2497909	720
13	61844	0,25	50	1541218	720
14	61832	0,25	50	367724244	2203
15	61844	0,25	50	5468651	720
16	61830	0,25	50	18440	720
17	16032	0,25	39	16991	648
18	61830	0,25	16	1625	720

Anexo 5 – Tabelas para cálculos das ligações enchavetadas.

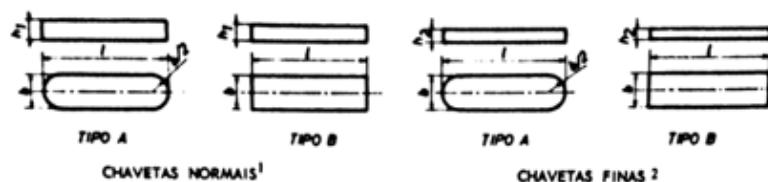
DIMENSIONAMENTO DE ENCHAVETAMENTOS LIVRES COM CHAVETAS
PARALELAS OU CAVALETES



Dimensões em mm

Aplica- bilidade	d		Chaveta		Escatéis				Desvios	
	de	a	b ⁴	h	t	t ₁	t'	t' ₁	de t e t'	de t ₁ e t' ₁
Veios cilíndricos ou veios cônicos com chavetas paralelas à geratriz	6	8	2	2	d-1,1	d+1,0	1,2	d ₁ +0,9	+0,1 0	+0,1 0
	8	10	3	3	d-1,7	d+1,4	1,8	d ₁ +1,3		
	10	12	4	4	d-2,4	d+1,7	2,5	d ₁ +1,7		
	12	17	5	5	d-2,9	d+2,2	3	d ₁ +2,2		
	17	22	6	6	d-3,5	d+2,6	3,5	d ₁ +2,7		
	22	30	8	7	d-4,1	d+3	4	d ₁ +3,2		
	30	38	10	8	d-4,7	d+3,4	4,5	d ₁ +3,7	+0,2 0	
	38	44	12	8	d-4,9	d+3,2	4,5	d ₁ +3,7		
	44	50	14	9	d-5,5	d+3,6	5	d ₁ +4,2		
	50	58	16	10	d-6,2	d+3,9	5	d ₁ +5,2	+0,2 0	
	58	65	18	11	d-6,8	d+4,3	6	d ₁ +5,3		
	65	75	20	12	d-7,4	d+4,7	6	d ₁ +6,3		
	75	85	22	14	d-8,5	d+5,6	7	d ₁ +7,3	+0,2 0	
	85	95	25	14	d-8,7	d+5,4	7	d ₁ +7,3		
	95	110	28	16	d-9,9	d+6,2	8	d ₁ +8,3		
Veios cônicos com chaveta paralela ao eixo	110	130	32	18	d-11,1	d+7,1	9	d ₁ +9,3		
	130	150	36	20	d-12,3	d+7,9	10	d ₁ +10,3		
	150	170	40	22	d-13,5	d+8,7	11	d ₁ +11,3		
	170	200	45	25	d-15,3	d+9,9	13	d ₁ +12,3	+0,3 0	
	200	230	50	28	d-17	d+11,2	14	d ₁ +14,3		
	230	260	56	32	d-19,3	d+12,9	16	d ₁ +16,3		
	260	290	63	32	d-19,6	d+12,6	16	d ₁ +16,4	+0,3 0	
	290	330	70	36	d-22	d+14,2	18	d ₁ +18,4		
	330	380	80	40	d-24,6	d+15,6	20	d ₁ +20,4		
	380	440	90	45	d-27,5	d+17,7	23	d ₁ +22,4		
	440	500	100	50	d-30,4	d+19,8	25	d ₁ +25,4		

**DIMENSÕES DAS CHAVETAS PARALELAS UTILIZADAS
EM ENCHAVETAMENTOS LIVRES**



Dimensões em mm

b ³	h ₁	h ₂	l		b ³	h ₁	h ₂	l	
			de	a				de	a
2	2		6	20	25	14	9	70	280
3	3		6	36	28	16	10	80	320
4	4		8	45	32	18	11	90 ⁴	360
5	5	3	10 ⁴	56	36	20	12	100	400
6	6	4	14	70	40	22		110	400
8	7	5	18	90	45	25		125	400
10	8	6	22	110	50	28		140	400
12	8	6	28	140	56	32			
14	9	6	36	160	63	32			
16	10	7	45	180	70	36			
18	11	7	50	200	80	40			
20	12	8	56	220	90	45			
22	14	9	63	250	100	50			

Os comprimentos de chavetas com largura superior a 50 mm são fixados em cada caso.

Os comprimentos *l* das chavetas são escolhidos entre os valores normalizados que se indicam em seguida, assim como os respectivos desvios:

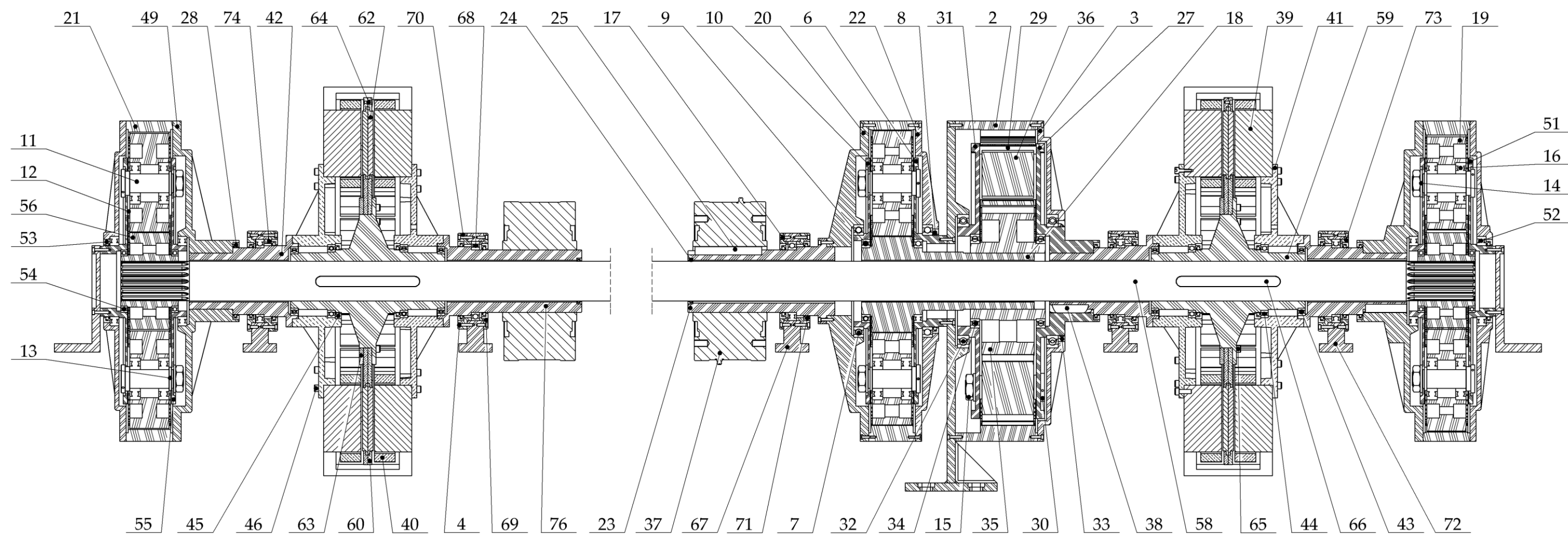
Comprimento <i>l</i> (mm)	Desvios (mm)
6-8-10-12-14-16-18-20-22-25-28	0 -0,2
32-36-40-45-50-56-63-70-80	0 -0,3
90-100-110-125-140-160-180-200-220-250-280-320-360-400	0 -0,5

Anexo 6 - Desenhos técnicos

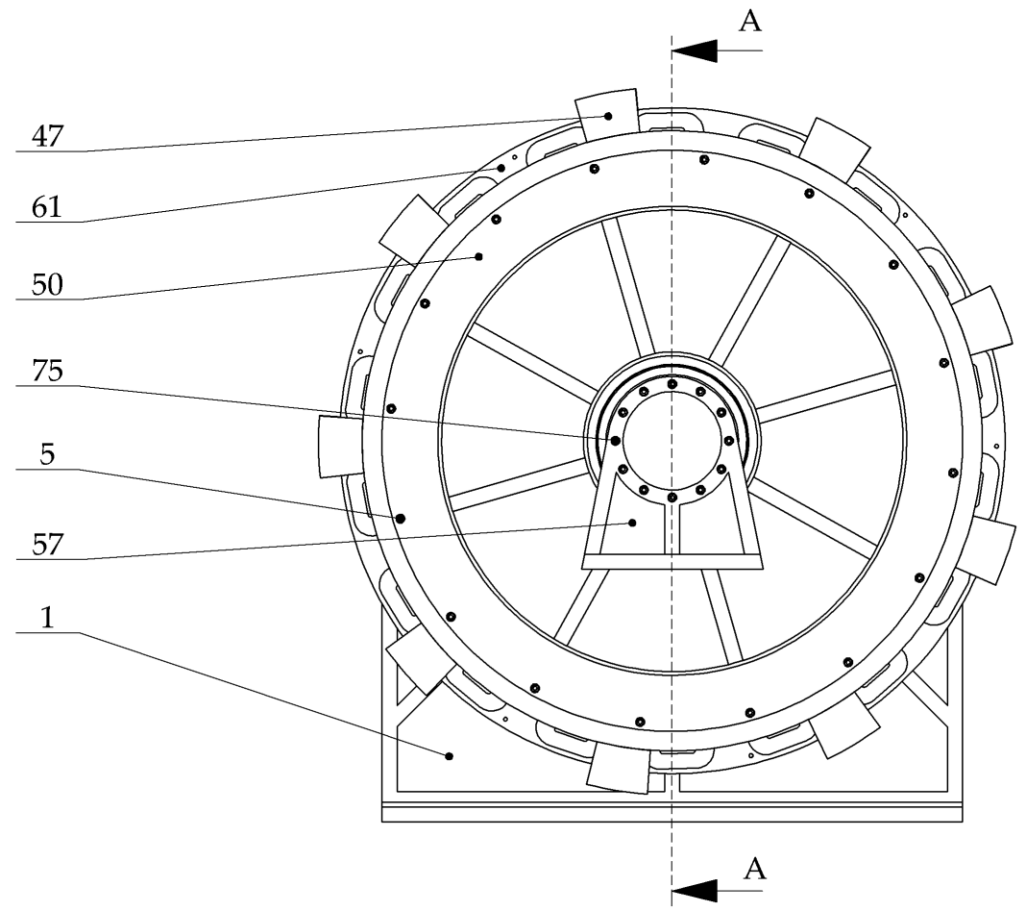
Desenhos técnicos

Nº	DESIGNAÇÃO	Nº DA NORMA Nº DODESENHO	MATERIAL	Nº REF.	PRODUTO SEMI ACABADO Nº DO MOLDE Nº DA MATRIZ	PESO	OBSERVAÇÕES
1	Suporte do Inversor		GGG40	1		82,06	
1	Roda dentada interior dentes retos		18CrNiMo7-6	2		57,65	7M 101T 20PA 113FW
1	Tampa do Inversor 2		GGG40	3		41,25	
181	Parafuso ISO 4762 M6 x 30			4			
112	Parafuso ISO 4762 M6 x 25			5			
1	Porta planetas do inversor 1 - F		AISI 1045	6		17,96	
2	Rolamento SKF 61844			7		2,55	
1	Retentor SKF 220X250X15 HMS5 RG			8			
5	Rolamento SKF 61832			9		1,25	
1	Porta planetas do inversor 1 - L		AISI 1045	10		13,87	
12	Cavilhão do Planetário		AISI 1045	11		1,96	
12	Suporte do porta planetas 1		AISI 1045	12		1,64	
16	Espaçador		11SMnPb30	13		0,04	
16	Anilha ISO 7089 - 36			14			
16	Porca ISO - 4035 - M36			15			
32	Rolamento SKF 6309			16		0,84	
124	Parafuso ISO 4762 M6 x 20			17			
1	Roda dentada de dentes retos		18CrNiMo7-6	18		43,49	7M 33T 20PA 93FW
12	Roda dentada de dentes retos		18CrNiMo7-6	19		17,12	7M 34T 20PA 91FW
1	Disco Acopolamento do inversor 1		GGG40	20		72,04	
3	Roda dentada interior dentes retos		18CrNiMo7-6	21		57,65	7M 101T 20PA 99FW
1	Tampa do inversor 1		GGG40	22		42,40	
1	Ponta de eixo do inversor 1		AISI 1045	23		30,60	
2	Retentor SKF 95x110x12 HMS5 RG			24			
2	Chaveta A36 x 20 x 160 DIN 6885		AISI 1045	25		0,86	
1	Chaveta A36 x 20 x 125 DIN 6885		AISI 1045	26		0,66	
1	Porta planetas do inversor 2 - F		AISI 1045	27		50,81	
6	Retentor SKF 160X185X15 HMS5 RG			28			
4	Suporte do porta planetas 2		AISI 1045	29		4,75	
4	Cavilhão do inversor		AISI 1045	30		2,50	
1	Porta planetas do inversor 2 - L		AISI 1045	31		34,20	
2	Rolamento SKF 61852			32		4,15	
1	Retentor SKF 260X290X16 HDS2 R			33			
2	Rolamento SKF 61836			34		1,75	
1	Roda dentada de dentes retos		18CrNiMo7-6	35		41,18	7M 49T 20PA 107FW
4	Roda dentada de dentes retos		18CrNiMo7-6	36		17,80	7M 26T 20PA 105FW
2	Roda Livre Renold			37		115	
3	Chaveta A36 x 20 x 100 DIN 6885		AISI 1045	38		0,52	
4	Induzido 1			39		160,50	
4	Induzido 2		Fio de Cobre	40		79,73	
4	Cubo do Induzido		Al 2024	41		15,98	
3	Ponta de eixo do gerador 1		AISI 1045	42		21,20	
4	Rolamento SKF 61826			43		0,77	
4	Rolamento SKF 61828			44		0,85	
6	Retentor SKF 150X180X15 HMS5 RG			45			
64	Parafuso ISO 4762 M10 x 30			46			
18	Prisioneiro do gerador		AISI 1045	47		3,30	
72	Parafuso ISO 4762 M10 x 70			48			
2	Disco acopolamento planetario		GGG40	49		78,73	
2	Tampa do planetário		GGG40	50		43,26	
2	Porta planetas do planetário - F		AISI 1045	51		16,09	
4	Rolamento SKF 61834			52		1,65	
5	Retentor SKF 170X200X15 HMS5 RG			53			
4	Rolamento SKF 61824			54		0,54	
2	Porta planetas do planetário - L		AISI 1045	55		13,94	

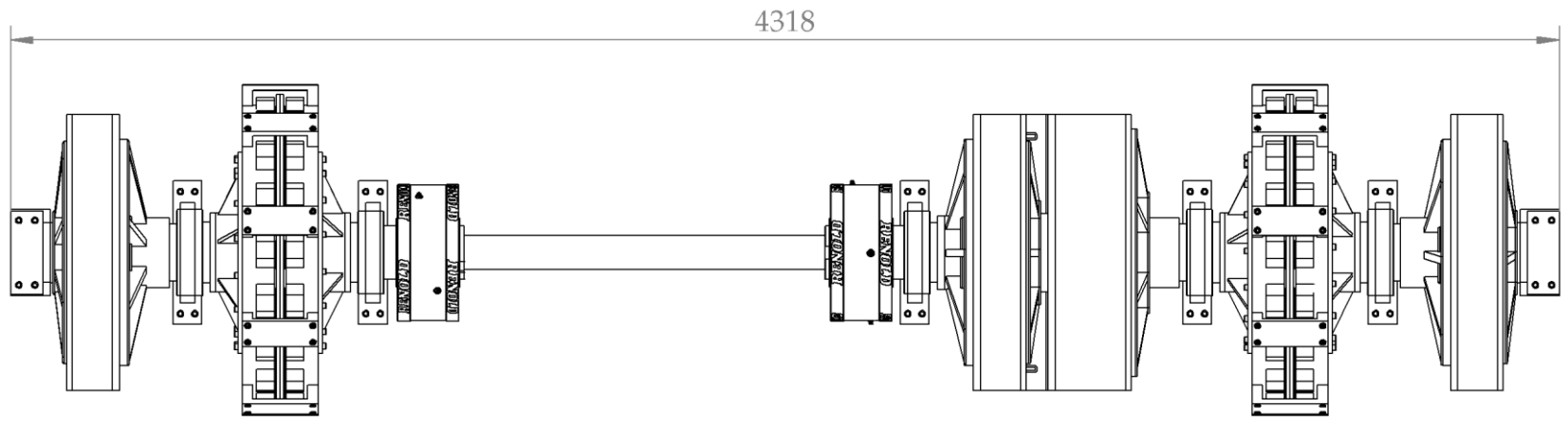
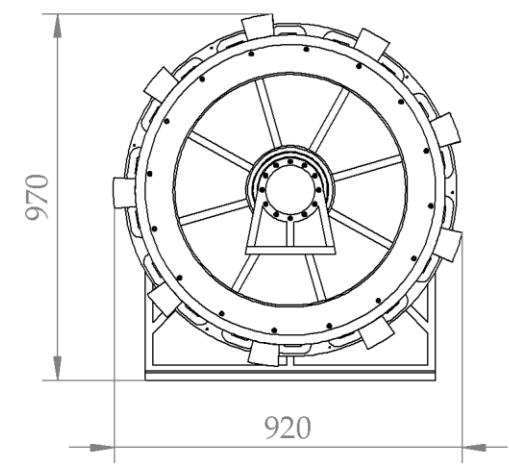
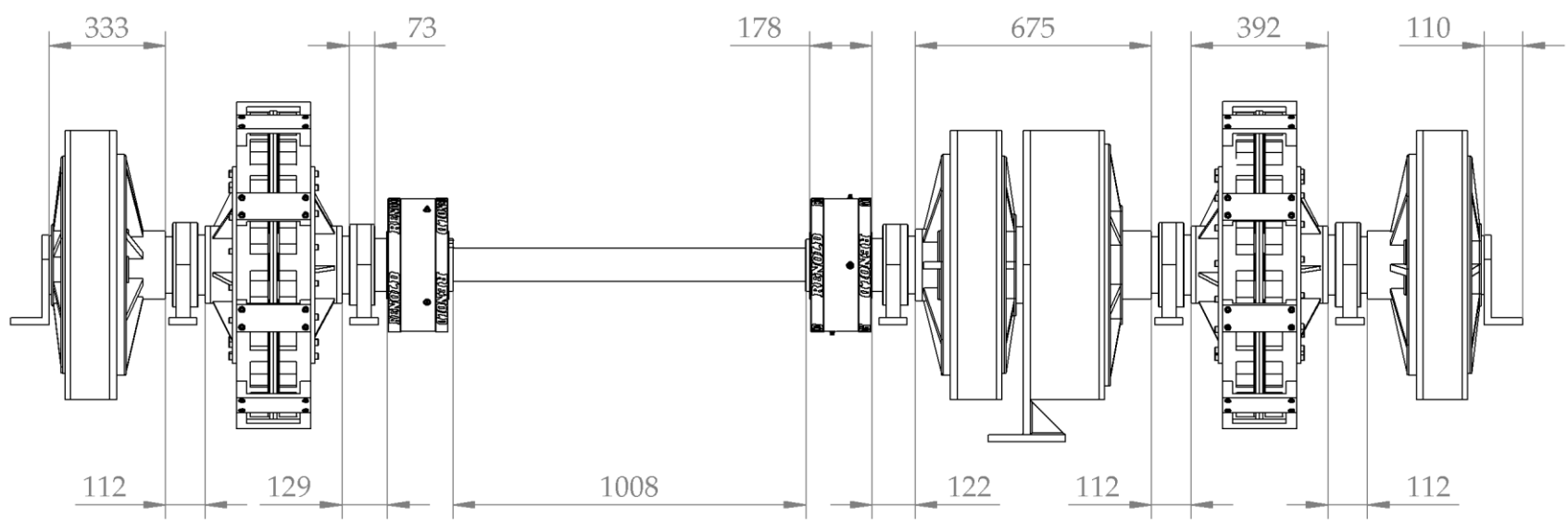
Nº	DESIGNAÇÃO	Nº DA NORMA Nº DO DESENHO	MATERIAL	Nº REF.	PRODUTO SEMI ACABADO Nº DO MOLDE Nº DA MATRIZ	PESO	OBSERVAÇÕES
2	Roda dentada de dentes retos		18CrNiMo7-6	56		19,53	7M 33T 20PA 93FW
2	Suporte do Planetario		GGG40	57		7,75	
1	Veio		AISI 1045	58		219,86	
2	Cubo do indutor		AISI 1045	59		50,13	
2	Suporte dos magnetos 1		Al 2024	60		10,44	
2	Suporte dos magnetos 2		Al 2024	61		10,47	
48	Magneto			62			
2	Aro Roscado do indutor		Al 2024	63		3,48	
48	Parafuso ISO 4762 M6 x 12			64			
24	Parafuso ISO 4762 M10 x 40			65			
2	Chaveta A25 x 14 x 250 DIN 6885		AISI 1045	66		0,67	
2	Caixa da Chumaceira 150		GGG40	67		13,37	
2	Rolamento SKF 61830			68		1,20	
2	Tampa 1 da chumaceira 150		GGG40	69		1,34	
2	Tampa 2 da Chumaceira 150		GGG40	70		2,55	
2	Retentor SKF 165X190X15 HMS5 RG			71			
3	Caixa da Chumaceira 160		GGG40	72		13,24	
3	Tampa 1 da Chumaceira 160		GGG40	73		1,59	
3	Tampa 2 da Chumaceira 160		GGG40	74		2,90	
24	Parafuso ISO 4762 M6 x 35			75			
1	Ponta de eixo do gerador 2		AISI 1045	76		28,06	



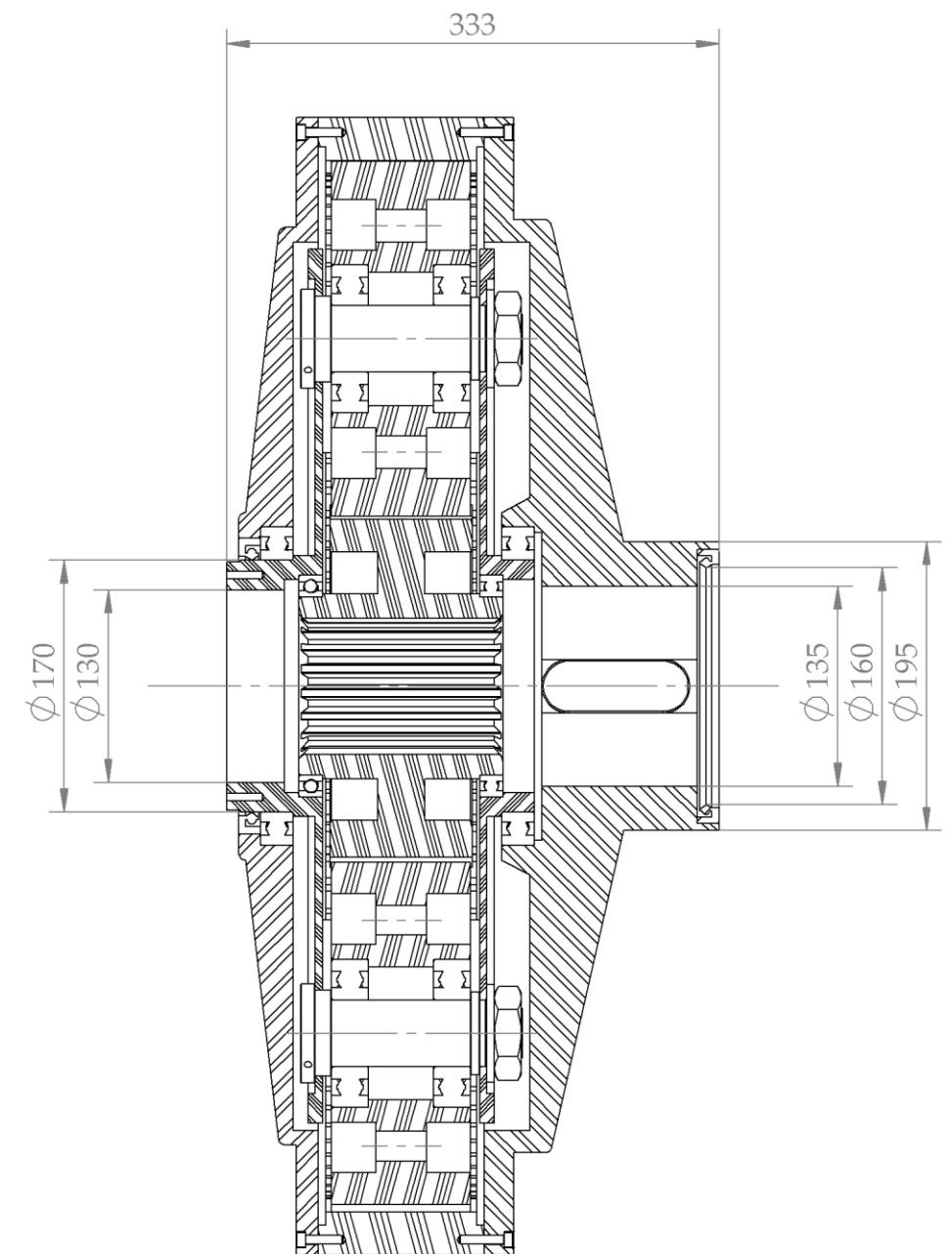
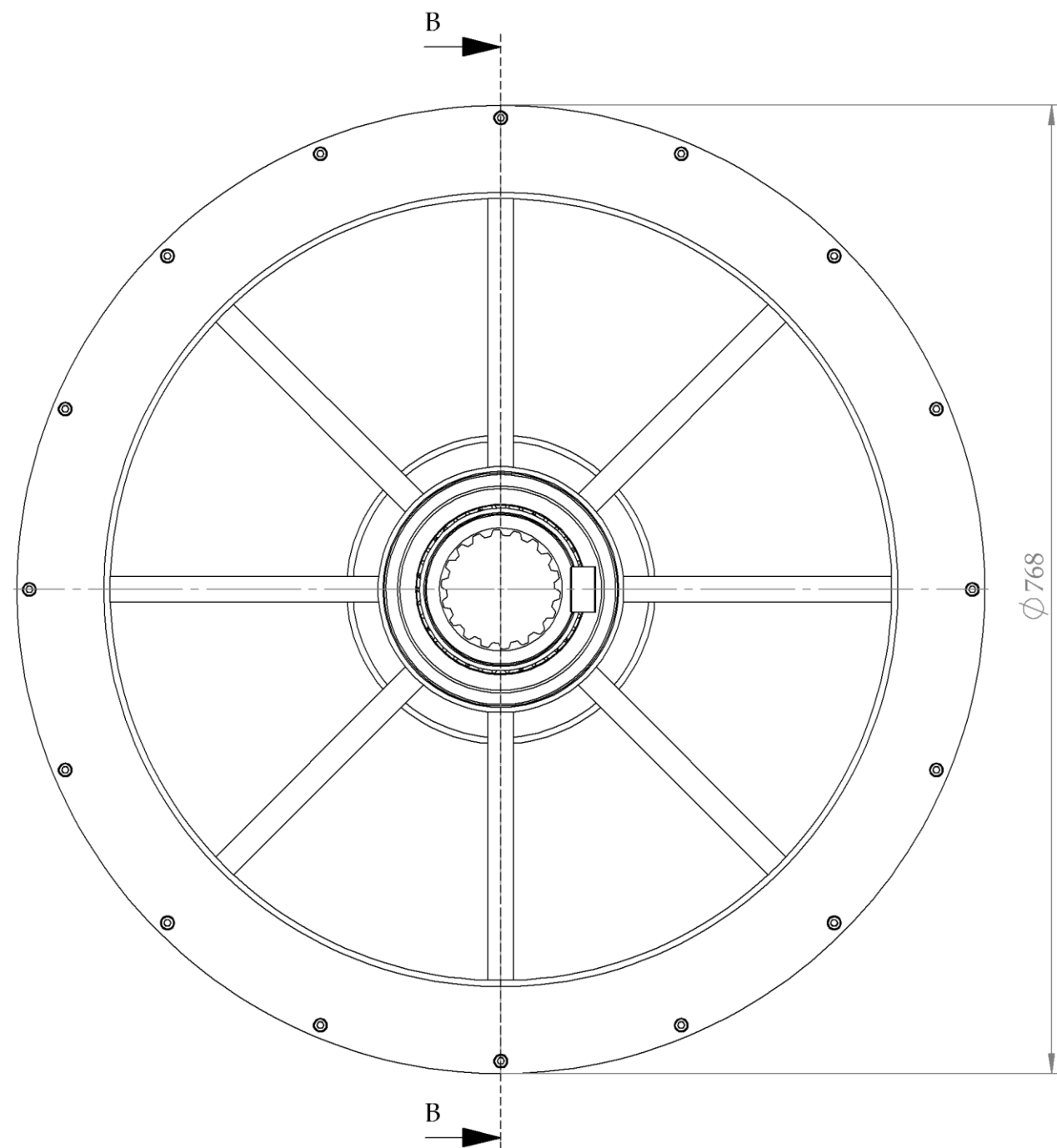
CORTE A-A



				Faculdade de Ciências e Tecnologia Universidade Nova de Lisboa	José Miguel Fonseca Santos				
	Escala 1:10	Vista de corte do sistema mecânico				01			

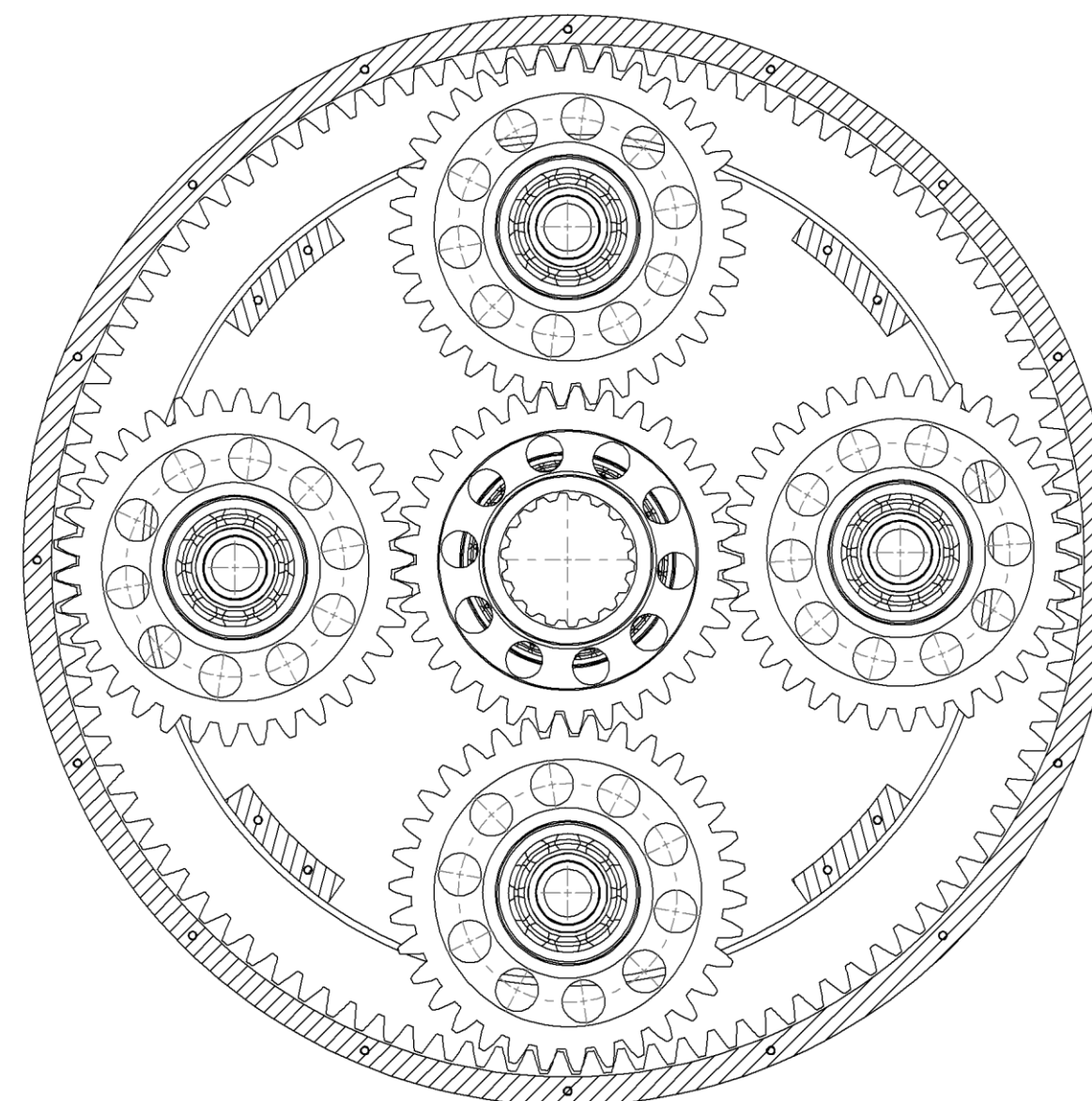
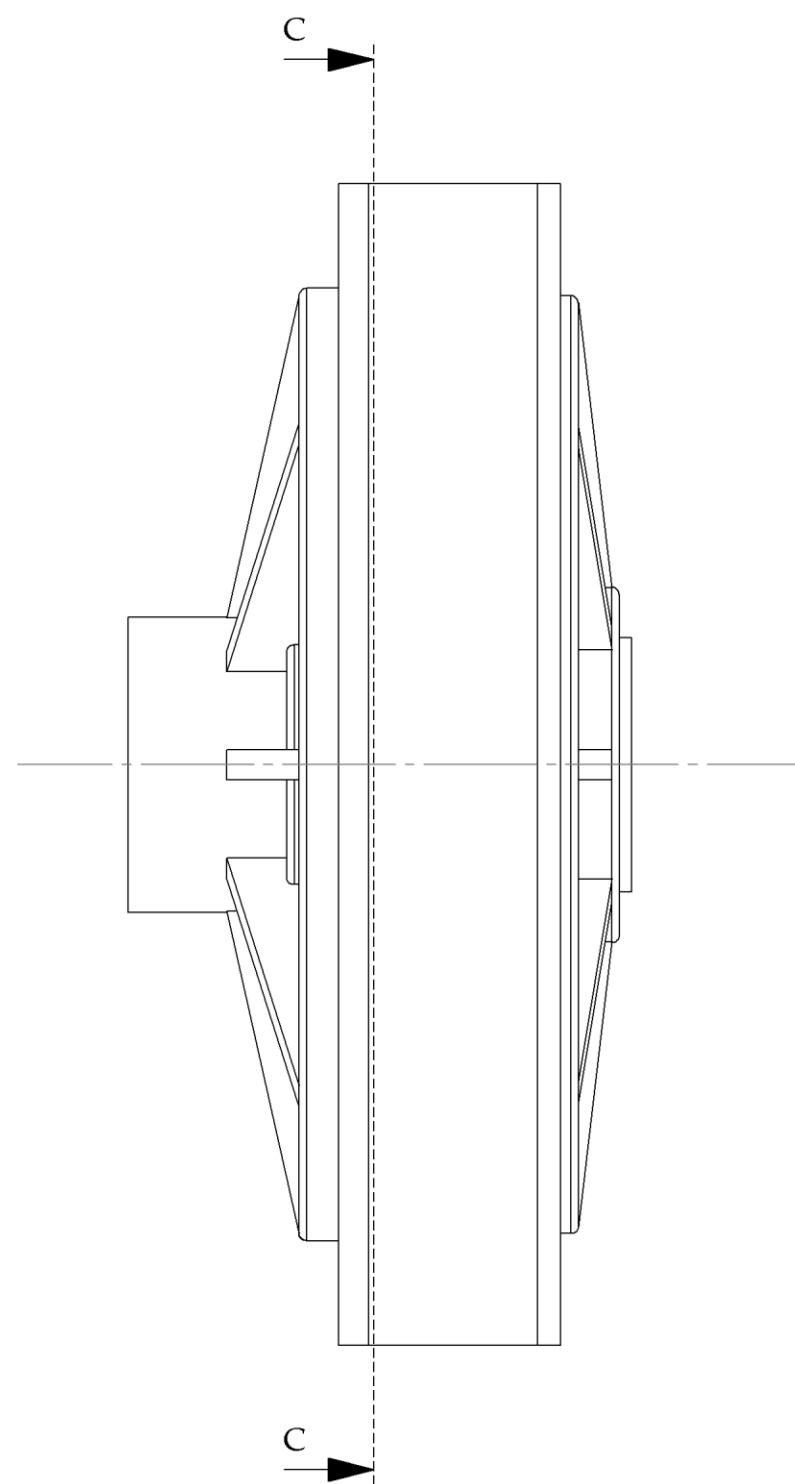


				Faculdade de Ciências e Tecnologia	José Miguel Fonseca Santos
				Universidade Nova de Lisboa	
	Escala	Sistema Mecânico Completo			02
	1:20				



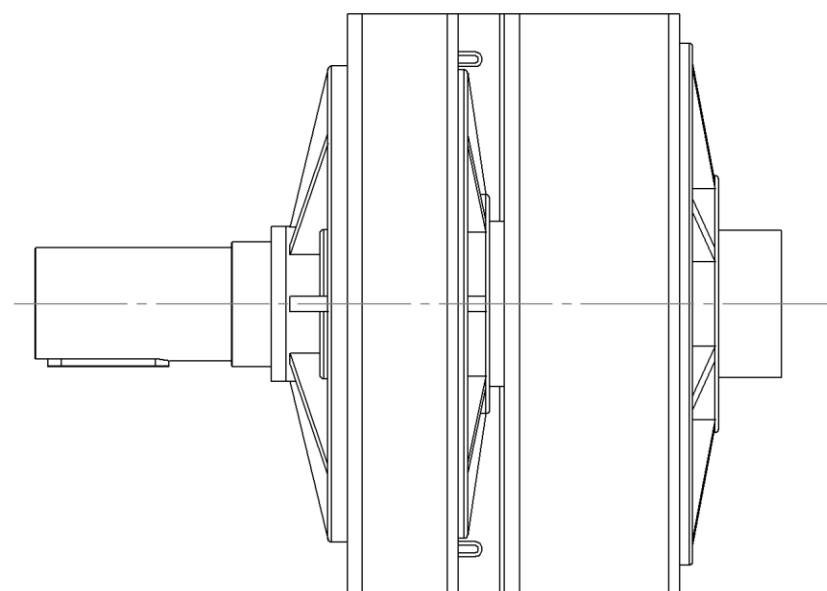
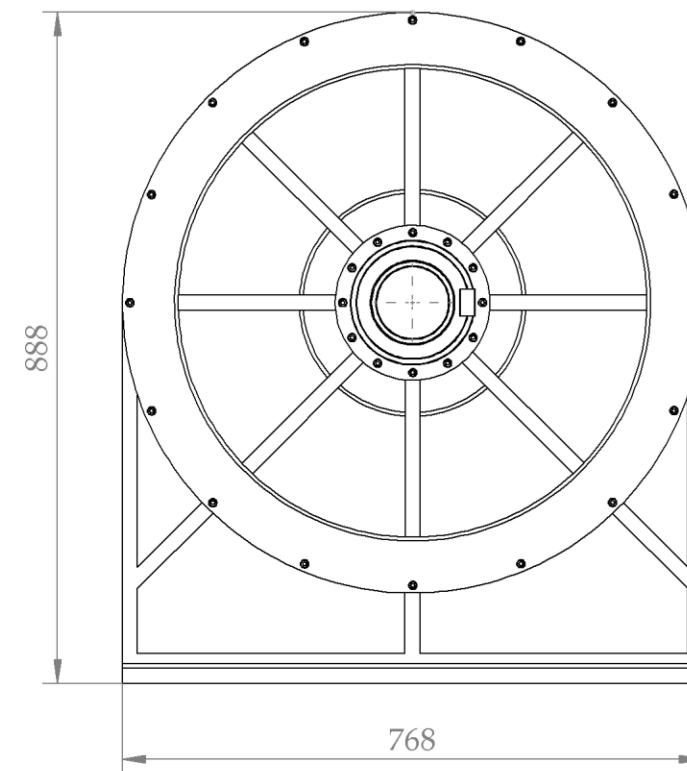
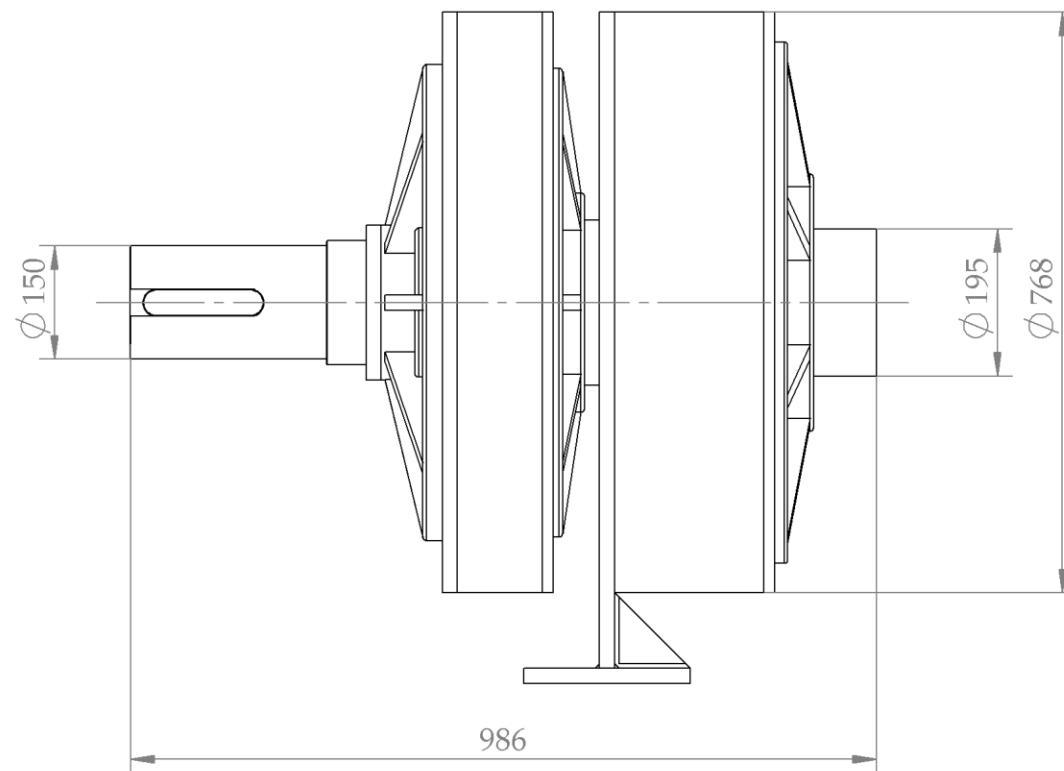
CORTE B-B

				Faculdade de Ciências e Tecnologia Universidade Nova de Lisboa	José Miguel Fonseca Santos
	Escala 1:5	Sistema Planetário			03

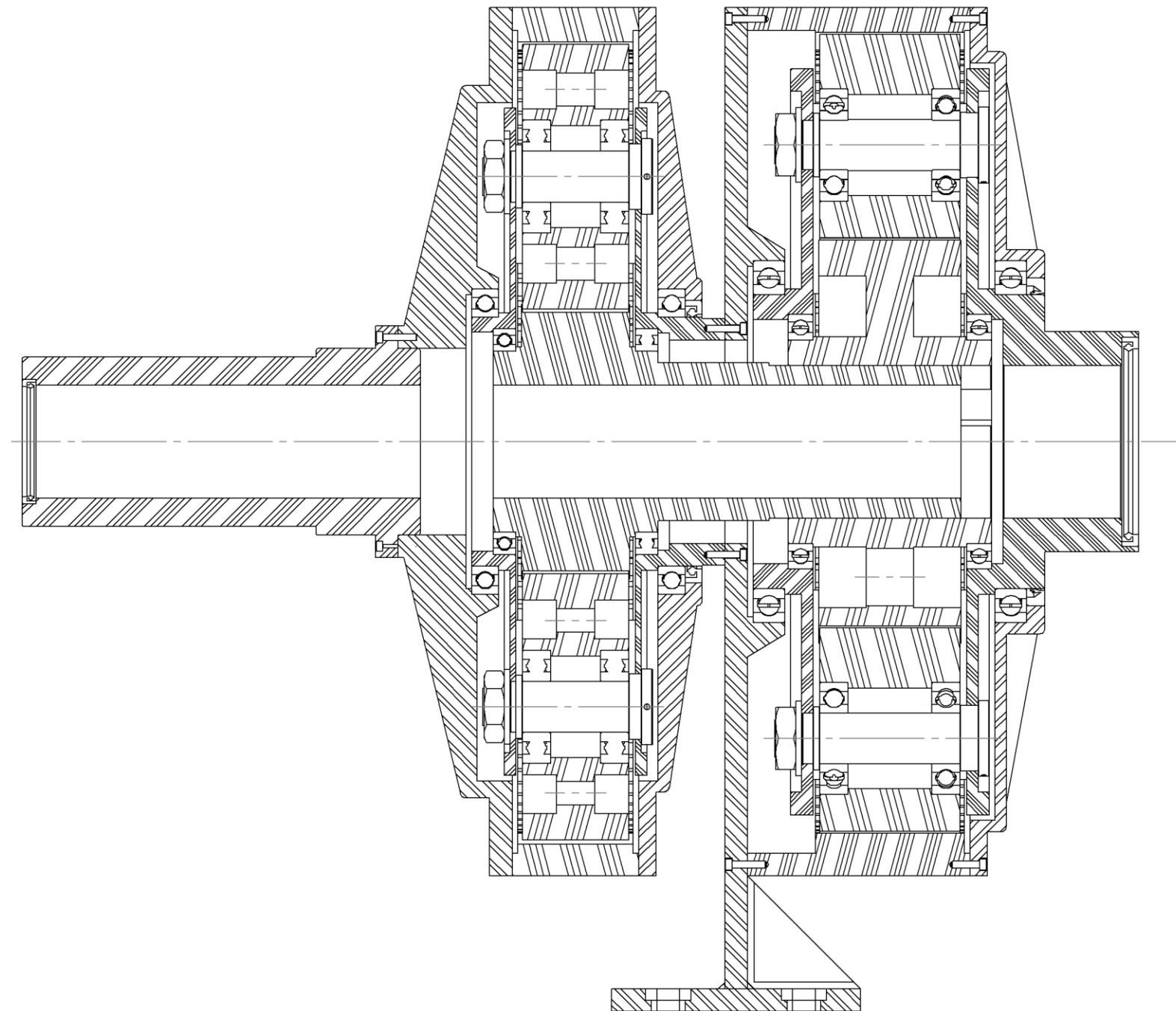
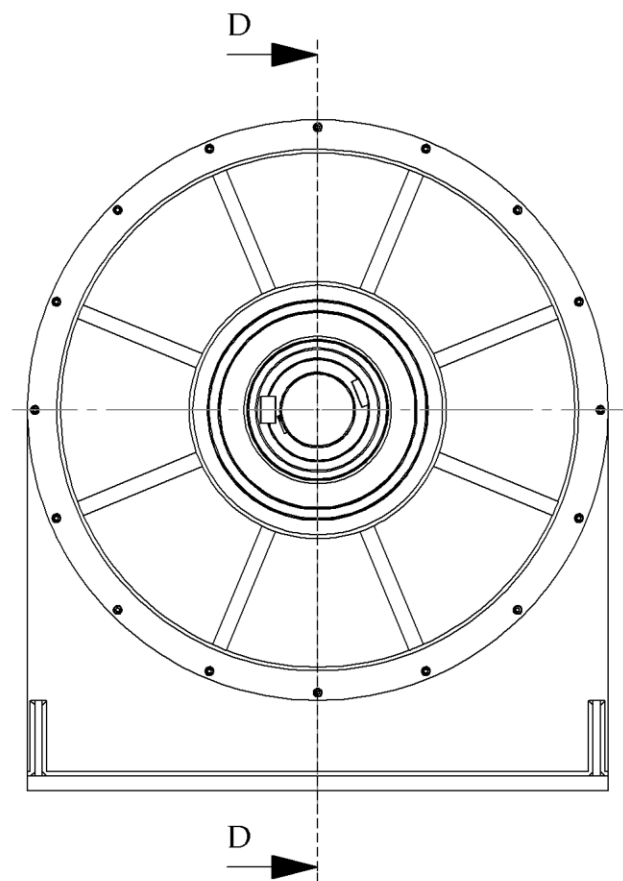


CORTE C-C

				Faculdade de Ciências e Tecnologia Universidade Nova de Lisboa	José Miguel Fonseca Santos	
	Escala 1:5	Sistema Planetário			04	

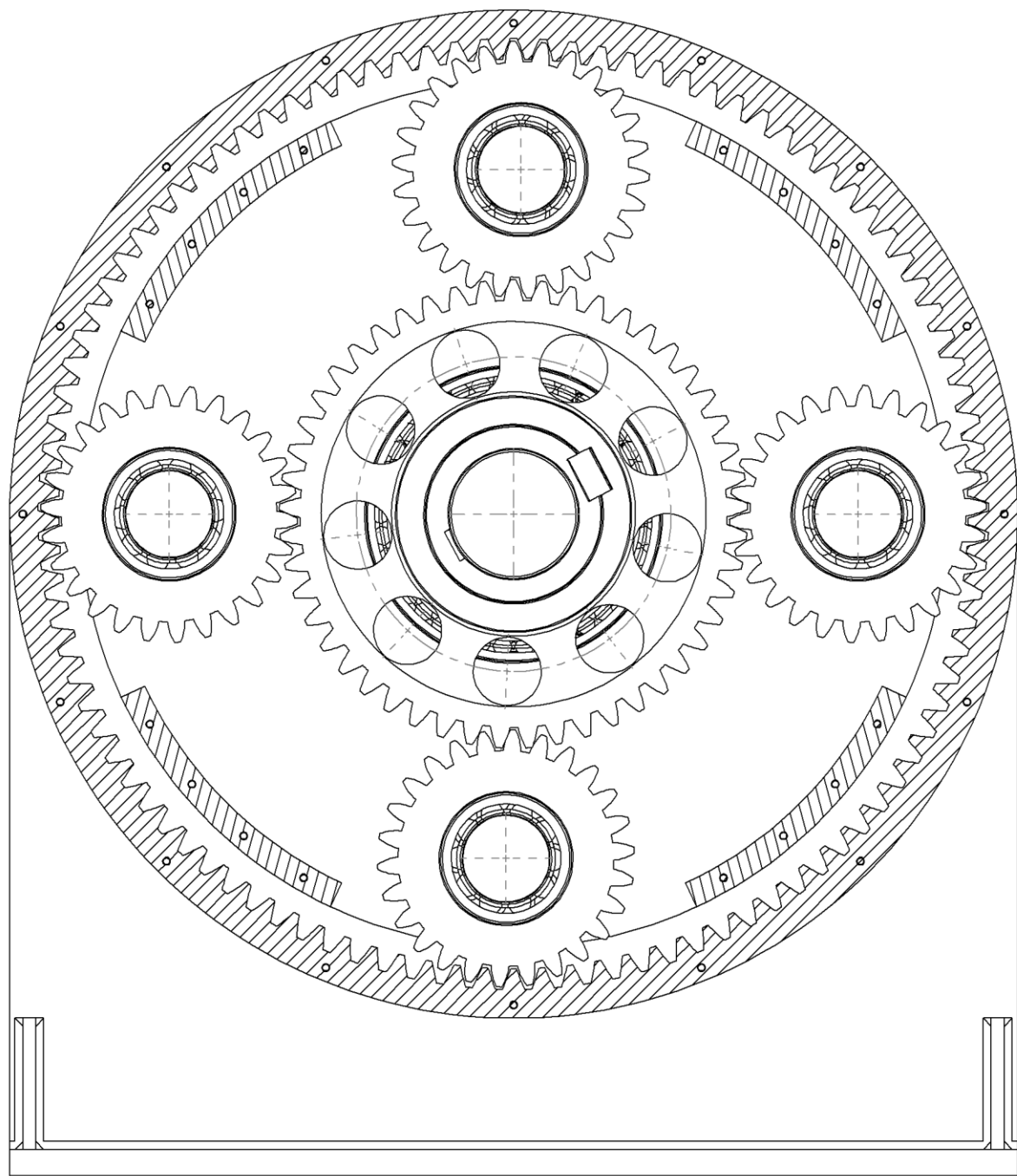


				Faculdade de Ciências e Tecnologia Universidade Nova de Lisboa	José Miguel Fonseca Santos	
	Escala 1:10	Sistema Inversor			05	

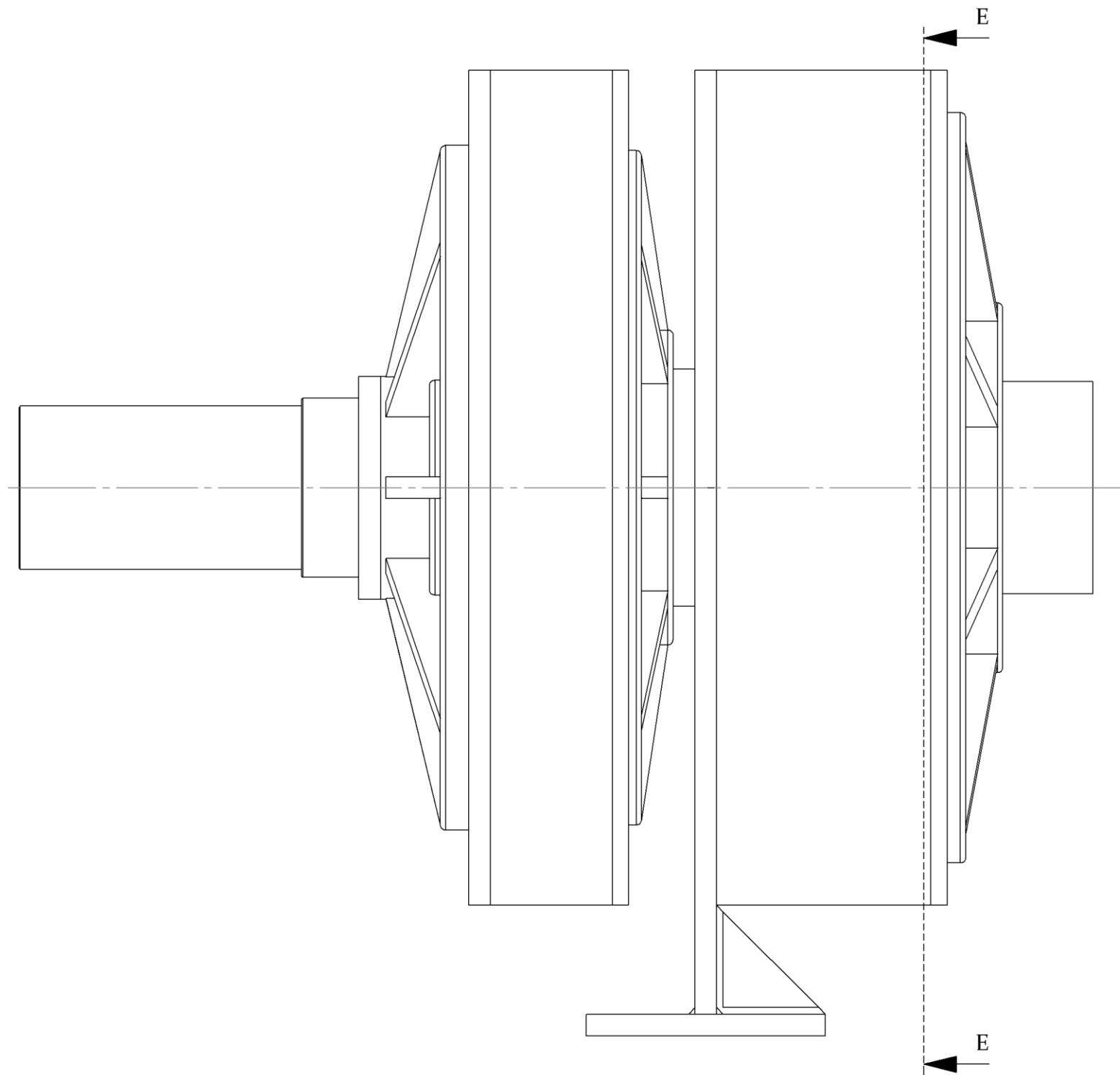


CORTE D-D

				Faculdade de Ciências e Tecnologia Universidade Nova de Lisboa	José Miguel Fonseca Santos	
	Escala 1:5 1:10	Sistema Inversor			06	



CORTE E-E



				Faculdade de Ciências e Tecnologia Universidade Nova de Lisboa	José Miguel Fonseca Santos				
	Escala 1:5	Sistema Inversor			07				

